



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## ZVEDACÍ ZAŘÍZENÍ ZA TRAKTOR

LIFTING EQUIPMENT FOR A TRACTOR

### BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jakub Smrček

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2019

## Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Jakub Smrček</b>
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	<b>Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### ZVEDACÍ ZAŘÍZENÍ ZA TRAKTOR

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh konstrukční řešení zvedacího zařízení jako přídavného zařízení za traktor. Zvedací zařízení je uchyceno na třibodovém závěsu traktoru zvolené značky a typové řady. Zařízení bude mít pomocný zdvih poháněný hydraulicky ze systému traktoru.

Technické parametry:

Tlak a průtok hydraulické kapaliny dle zvoleného traktoru.

Maximální dosah od zadního obrysu stroje 3000 mm.

Nosnost při maximální vyložení 1000 kg.

#### Cíle bakalářské práce:

Stručná rešerše obdobných zařízení včetně připojovacích parametrů k vybraným traktorům.

Konstrukční návrh zvedacího zařízení a základní funkční výpočty.

Analytické výpočty silových parametrů zařízení.

Pevnostní výpočet vybraných konstrukčních částí. Celkovou sestavu přídavného zvedacího zařízení.

Podsestavu svařence rámu.

Dílenské výrobní výkresy.

### Seznam doporučené literatury:

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIMUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

SYROVÝ, Otakar. Doprava v zemědělství. 1. vyd. Praha: Profi Press, 2008. ISBN 9788086726304.

PTÁČEK, Petr a Aleš KAPLÁNEK. Přeprava nákladu v silniční nákladní dopravě. Brno: CERM, 2002. ISBN 8072042572.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty



## ABSTRAKT

Hlavním cílem bakalářské práce je návrh konstrukce zvedacího zařízení za traktor, které bude použito k manipulaci s materiálem. Úvodní část práce obsahuje rozdělení zvedacích zařízení agregovaných s traktorem a dále popisuje vyráběné nakládací jeřáby za traktor. Hlavní část práce se zaměřuje na samotný návrh konstrukce nakládacího jeřábu, který je podložen pevnostními výpočty a kontrolními výpočty vybraných částí konstrukce. Na závěr je vypracovaná výkresová dokumentace navržené konstrukce nakládacího jeřábu.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Nakládací jeřáb, teleskopický výložník, zvedací zařízení, přímočarý hydromotor, hák, kluzný plast, manipulace s materiálem, traktor, tříbodový závěs

## ABSTRACT

Main aim of bachelor's thesis is mechanical design of tractor attached telescopic loader crane used for moving materials. Introductory part of the thesis contains description of lifting equipment for tractors that are actually produced. Main part of thesis is focused on design of loading crane itself. Whole design is based on strength and control calculations of choosed areas of the loader. At the end are drawings of whole assembly and components of developed telescopic tractor loader.

## KEYWORDS

Loading crane, telescopic boom, lifting device, linear hydromotor, hook, sliding plastic, material moving, material moving, tractor, three-point hitch



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

SMRČEK, J. *Zvedací zařízení za traktor*. Brno, 2019. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 55 s. Vedoucí diplomové práce Jaroslav Kašpárek.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2019

.....

Jakub Smrček



## **PODĚKOVÁNÍ**

Rád bych poděkoval vedoucímu bakalářské práce Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. za vedení bakalářské práce, odborné rady a cenné připomínky při psaní této bakalářské práce. Dále bych rád poděkoval rodině, která mě po celou dobu studia podporovala.



## OBSAH

Úvod .....	9
1 Typy zvedacích zařízení .....	10
1.1 Čelní nakladač .....	10
1.2 Nakládací jeřáb .....	10
2 Přehled vyráběných nakládacích jeřábů s hákem .....	13
2.1 Molčík-typ HRM 1,5 .....	13
2.2 Agro Březová-AR 700 .....	14
2.3 Zámečnictví Bačovský-Jeřáb za traktor .....	15
2.4 NPO Diapazon-GSTo-1000 .....	15
3 Návrh konstrukce nakládacího jeřábu s hákem .....	17
3.1 Volené parametry .....	18
3.2 Dynamický součinitel zatížení .....	24
3.3 Analytické a pevnostní výpočty navržené konstrukce .....	25
3.4 Volba dalších komponent nakládacího jeřábu .....	37
3.5 Kontrolní výpočty .....	44
3.6 Diagram nosnosti .....	48
Závěr .....	49
Seznam použitých zkratk a symbolů .....	52
Seznam příloh .....	55





## ÚVOD

Zvedací zařízení se používají ke zvedání a přesouvání těžkých břemen. Mezi běžně používaná, která se dají připojit k traktoru se řadí čelní nakladače a nakládací jeřáby. Oba tyto typy jsou hojně používány v zemědělství a lesnictví jako příslušenství k traktoru, které je levnější oproti jednoúčelovým manipulátorům. Zároveň lze zvedací zařízení odpojit od pracovního stroje a ten využívat k dalším činnostem. Díky tomu je zachována univerzálnost traktoru.

Tato práce se bude zabývat konstrukcí nakládacího jeřábu za traktor. Cílem práce je podle zadaných parametrů navrhnout zvedací zařízení za traktor. Při maximálním dosahu 3 m od zadního obrysu stroje má být dosaženo nosnosti 1000 kg.

Důvodem vypracování této bakalářské práce byla nedostatečná nabídka nakládacích jeřábů za traktor především s ohledem na nosnost při daném vyložení.



# 1 TYPY ZVEDACÍCH ZAŘÍZENÍ

Ze zvedacích zařízení agregovaných s traktorem se zaměříme jen na ty, která jsou nejčastěji používána.

## 1.1 ČELNÍ NAKLADAČ

Běžně používané čelní nakladače vynikají velkou variabilitou použití díky velké nabídce příslušenství, a proto jsou velmi oblíbené pro práce v menších zemědělských podnicích, v komunálních službách a v lese. Jejich hlavní nevýhoda spočívá v konzoli, která je pevně namontována na traktor, s kterým je agregována, z toho důvodu není možné libovolné změny agregovaného traktoru. Ke konzoli je pomocí 2 čepů na obou stranách traktoru připojena jednoduše odpojitelná konstrukce čelního nakladače. Samotný nakladač se skládá z ocelové konstrukce, ze dvou párů přímočarých hydromotorů. Výložník má paralerogram, který může být například hydraulický nebo mechanický (Obr. 1) a pro připojení příslušenství je opatřený tzv. euroúchytem. Podle typu nakladače a výbavy může být vybavený tlumičem rázu.



Obr. 1; Čelní nakladač Zetor systém [15]

## 1.2 NAKLÁDACÍ JEŘÁB

Nakládací jeřáb za traktor je připojen pomocí tříbodového závěsu tudíž se dá agregovat téměř za jakýkoliv traktor, závisí pouze na kategorii závěsu a požadavcích zařízení.

Můžeme je dále rozdělit podle možnosti využití:



### 1.2.1 NAKLÁDACÍ JEŘÁB S HÁKEM

Používá se například k manipulaci s vaky v zemědělství, při jarních nebo podzimních pracích jako je setí a přihnojování. (viz. Obr. 2)



*Obr. 2; Nakládací jeřáb od firmy Molčík, při nakládce umělého hnojiva [16]*

### 1.2.2 NAKLÁDACÍ JEŘÁB S DRAPÁKEM

Nakládací jeřáb s drapákem se využívá pro manipulaci s kulatinou. Používá se především při nakládce a vykládce kulatiny, například na skladištích nebo při štěpkování.

Popis zařízení na Obr. 3. Zařízení se skládá ze dvou stabilizačních podpěr, čtyřdílného ramena, kde první vertikální část může rotovat kolem vlastní osy, a zároveň druhá a třetí část ramena jsou spojeny pomocí čepů a jejich pohon zajišťuje přímočarý hydromotor. Poslední čtvrtá část ramene je uložena teleskopicky ve třetí části a na jejím konci je volně uložený hydraulický rotátor s drapákem na kulatinu.





Obr. 3; Tajfun DOT 50K při manipulaci s kulatinou [17]

### 1.2.3 NAKLÁDACÍ JEŘÁB UNIVERZÁLNÍ

Nakládací jeřáb je vhodné pro nakládání volně ložené slámy nebo sena. Při možnosti výměny nakládacích vidlí za drapákovou lopatu je možné nakládání sypkých materiálů (písek, štěrk, piliny, atd.). Další možnost je koupě lopaty a hydraulické rameno bude fungovat jako podkop. Poslední možností je hydraulický rotátor s drapákem na kulatinu.

Popis konstrukce (Obr. 4). Rameno je složeno ze dvou částí spojených čepem. Dále pro zvýšení stability má dvě stabilizační podpěry. Celé hydraulické rameno se může otáčet pomocí hřebenového převodu poháněného přímočarým hydromotorem. Samotné zvedání hydraulického ramene zajišťuje dvojice přímočarých hydromotorů. Posledním prvkem je zvolené příslušenství, které závisí na požadavku vykonávané práce. [1]



Obr. 4; Hydraulická ruka od firmy AGRO FEROCOOP s možným příslušenstvím [18]



## 2 PŘEHLED VYRÁBĚNÝCH NAKLÁDACÍCH JEŘÁBŮ S HÁKEM

Přehled vyráběných hydraulických ramen jejich konstrukce, manipulační dosah a nosnost je popsána v následujících podkapitolách.

### 2.1 MOLČÍK-TYP HRM 1,5

Nakládací jeřáb od firmy Molčík je složen z pevného rámu, který je agregovaný pomocí třibodového závěsu za traktor. Rám je svařenec z několika profilů, výložník je teleskopicky výsuvný a je k rámu připevněn pomocí čepu. Zdvih a výsuv zajišťují přímočaré hydromotory. Konec teleskopického výložníku je opatřen samozajišťovacím hákem. Hydraulický výložník je opatřen třibodovým závěsem pro agregaci např. secího stroje nebo rozmetadla průmyslových hnojiv. (viz Obr. 5)

#### Parametry zařízení: [2]

- |                                   |         |
|-----------------------------------|---------|
| • maximální vyložení ramene       | 3000 mm |
| • minimální vyložení ramene       | 1500 mm |
| • maximální výška zdvihu          | 5300 mm |
| • nosnost při maximálním vyložení | 700 kg  |
| • nosnost při minimálním vyložení | 1500 kg |
| • hmotnost                        | 260 kg  |
| • povolená přepravní rychlost     | 20 km/h |
| • ovládání pomocí 12 V přepínače  |         |



Obr. 5; Nakládací jeřáb HRM 1,5 [2]





## 2.2 AGRO BŘEZOVÁ-AR 700

Nakládací jeřáb je konstrukčně podobný jako HRM 1,5 od firmy Molčík. Hlavní rozdíl je v rozsahu vysunutí ramene, maximálním dosahu a možnosti ovládání, kde na výběr je pomocí hydraulického okruhu traktoru, pomocí pákového rozvaděče nebo pomocí elektrického rozvaděče. Nakládací jeřáb je opatřen třibodovým závěsem pro agregaci (dle Obr. 6) např. secího stroje nebo rozmetadla průmyslových hnojiv. [3]

### Parametry zařízení: [3]

- |                                   |         |
|-----------------------------------|---------|
| • maximální vyložení ramene       | 2850 mm |
| • minimální vyložení ramene       | 1950 mm |
| • maximální výška zdvihu          | 5350 mm |
| • nosnost při maximálním vyložení | 700 kg  |
| • nosnost při minimálním vyložení | 1500 kg |
| • hmotnost                        | 306 kg  |



Obr. 6; Nakládací jeřáb AR 700 v praxi nakládá osivo do secího stroje [3]



## 2.3 ZÁMEČNICTVÍ BAČOVSKÝ-JEŘÁB ZA TRAKTOR

Nakládací jeřáb od zámečnictví Bačovský má mechanicky výsuvné rameno, které se v požadované poloze zajistí čepem. V pevném i výsuvném rameni jsou tři díry pro zajištění, to znamená devět poloh vysunutí výložníku. Vertikální pohyb výložníku je uskutečněn pomocí pístu opatřeného hydraulickým zámekem. Zařízení může být opatřeno stabilizačními opěrami. (viz Obr. 7)

### Parametry zařízení: [4]

- |                                          |             |
|------------------------------------------|-------------|
| • maximální vyložení ramene              | 3700 mm     |
| • maximální výška zdvihu                 | 5500 mm     |
| • nosnost závisí na agregovaném traktoru | 500-1500 kg |



Obr. 7; Jeřáb za traktor při manipulaci s břemenem [4]

## 2.4 NPO DIAPAZON-GSTO-1000

NPO Diapazon je firma z Ukrajiny vyrábějící nakládací jeřáb za traktor. Předností GSTo je především její velký dosah a nosnost (viz Obr. 8). To zaručuje třídlínný výložník, který je teleskopický, první výsuvné rameno poháněno pomocí přímočarého hydromotoru, druhé rameno se vysune manuálně a zajistí čepem. S celým výložníkem pohybuje vertikálně dvojice pístů s hydraulickými zámky. Zařízení je opatřeno stabilizačními opěrami, mohou být pevné nebo mají kolečka, která umožní pohyb.





**Parametry zařízení: [5]**

- maximální vyložení ramene 5500 mm
- maximální výška zdvihu 6500 mm
- nosnost při maximálním vyložení 1000 kg
- hmotnost 1000 kg
- požadovaný hydraulický tlak systému 16-18 MPa



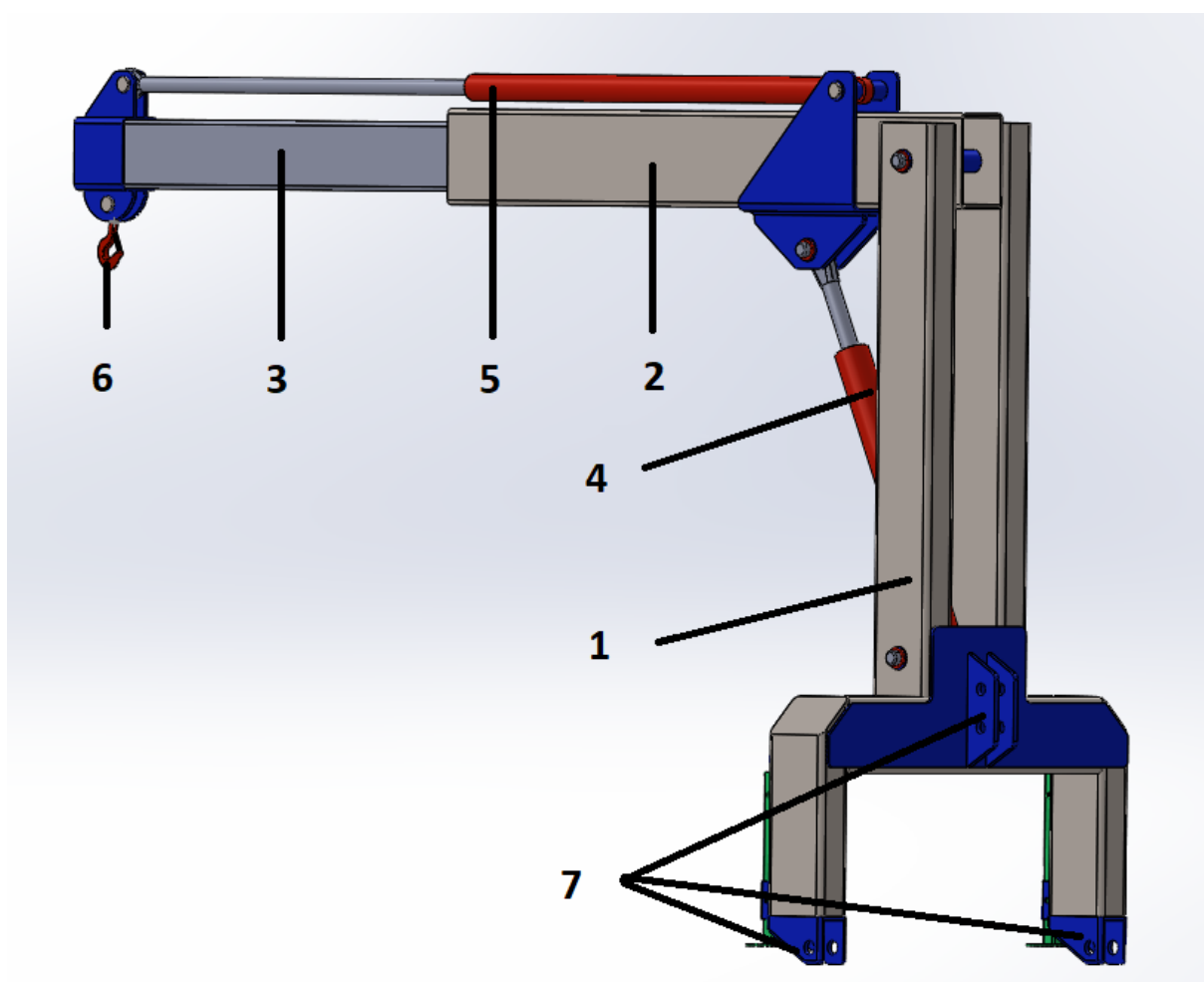
*Obr. 8; GTSO-1000 při plném vyložení a zdvihu [5]*



### 3 NÁVRH KONSTRUKCE NAKLÁDACÍHO JEŘÁBU S HÁKEM

Hlavním smyslem zadání práce je vytvořit zvedací zařízení za traktor, které bude poháněno přímo z hydraulického systému zvoleného traktoru. Zařízení by mělo mít maximální dosah od zadního obrysu stroje 3000 mm a nosnost při maximálním dosahu by měla činit 1000 kg.

Nakládací jeřáb se bude skládat z pevného rámu, teleskopického výložníku, háku a dvou přímočarých hydromotorů pro zdvih a výsuv teleskopického výložníku. Výložník je zvolen jako teleskopický pro dosažení požadovaného dosahu při zachování kompaktních rozměrů pro přepravu. Na konci teleskopického výložníku bude umístěný hák pro uchycení břemene. Nakládací jeřáb bude k traktoru připojený pomocí třibodového závěsu, zároveň jeho konstrukční řešení umožní přivěs k traktoru.



Obr. 9; Model koncepce zařízení nakládacího jeřábu za traktor; 1 – rám, 2 - pevná část výložníku, 3 – výsuvná část výložníku, 4 – pohon zdvihu (přímocharý hydromotor), 5 – pohon teleskopického výložníku (přímocharý hydromotor), 6 – hák, 7 – třibodový závěsný systém;



### 3.1 VOLENÉ PARAMETRY

Před samotnou konstrukcí je nutné zvolit traktor a zjistit jeho technické parametry a kategorii třibodového závěsného systému. Díky tomu bude možné navrhnout zařízení s kompatibilními přípojnými rozměry a vlastnostmi. Dále se zvolí vhodné přímočaré hydromotory pro lineární pohon výsuvu teleskopického výložníku a jeho zdvih. Následně bude ze zvolených parametrů sestaveno schéma nakládacího jeřábu.

#### 3.1.1 VOLBA AGREGOVANÉHO TRAKTORU

Pro nakládací jeřáb je zvolen traktor od firmy Zetor a.s., model Forterra HSX 140 (Obr. 10). Tento traktor byl zvolen pro své parametry, a to jak pro manipulaci s břemenem pomocí nakládacího jeřábu, tak pro transport, kdy je možné zapojit vleč zároveň s nakládacím jeřábem. (viz Tab. 1; Technické parametry Zetor Forterra HSX 140 Tab. 1)

Tab. 1; Technické parametry Zetor Forterra HSX 140 [6]

Výkon (2000/25 EC)	[kw/HP]	100,2 / 136
Maximální točivý moment	[Mk]	607
Pracovní tlak čerpadla	[MPa]	20
Dodávka čerpadla - $Q_c$	[l/min]	85
Zvedací síla v celém rozsahu	[kN]	76
Hmotnost bez předního a zadního závaží	[kg]	4300-5310
Vnější vývody (rychlospojky)	-	8+1
Třibodový závěsný systém	-	kategorie 3



Obr. 10 Zetor Forterra HSX 140 [6]

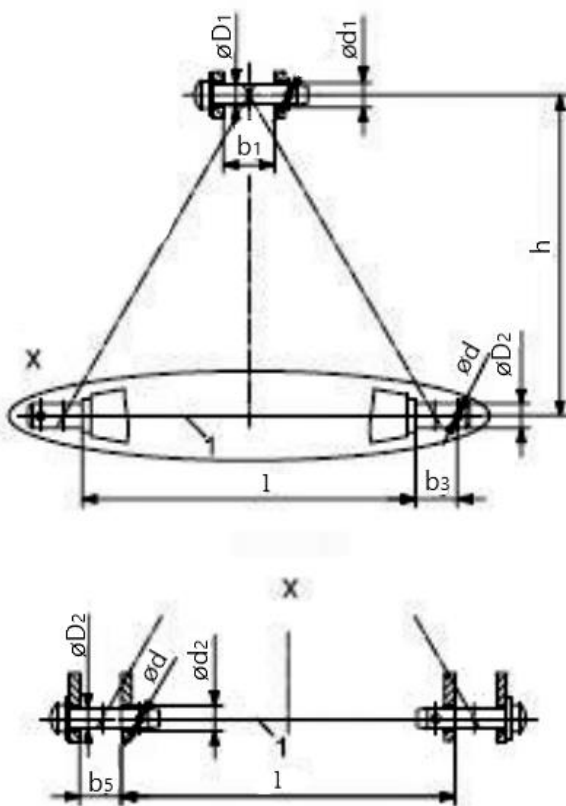
### 3.1.2 TŘÍBODOVÝ ZÁVĚSNÝ SYSTÉM

Tříbodový závěs slouží pro připojení nesených a návěsných strojů. Dělí se do kategorií podle výkonnostní třídy. (Tab. 2)

Tab. 2; Rozdělení tříbodového závěsného systému podle výkonosti motoru [7]

Kategorie	Výkon motoru dle ISO 789-1 [kW]
1N	do 35
1	do 48
2N/2	30 - 92
3N/3	60 - 185
4N/4	110 - 350

Konstrukce tříbodového závěsu se skládá z dvojice dolních táhel, která jsou poháněná ve vertikálním směru a to pouze směrem nahoru. Při zdvihu se pohybují po kružnici a v horizontálním směru jsou bočně stavitelné. Poslední částí je horní táhlo, které je délkově stavitelné. Všechny spoje umožňují rotaci a tudíž tvoří čtyřkloubý mechanismus. (viz Obr. 11; Rozměry tříbodového závěsného systému u neseného zařízení Obr. 11) Rozměry tříbodového závěsu u neseného zařízení jsou normované. (Tab. 3)



Obr. 11; Rozměry tříbodového závěsného systému u neseného zařízení [7]

Tab. 3; Rozměry tříbodového závěsného systému u neseného zařízení [7]

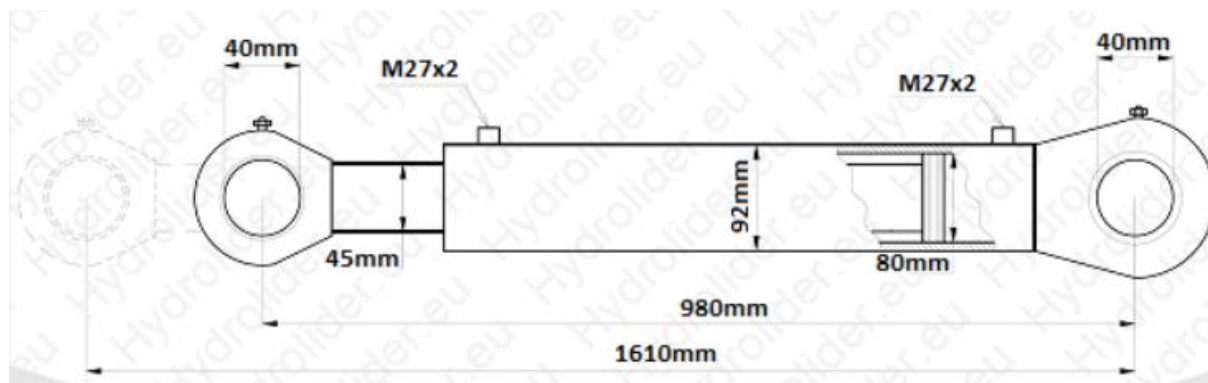
Označení	Název	Kategorie				
		1N [mm]	1 [mm]	2N/2 [mm]	3N/3 [mm]	4N/4 [mm]
D <sub>1</sub>	Průměr díry u horního táhla	19 <sup>0</sup> <sub>-0,08</sub>	19 <sup>0</sup> <sub>-0,08</sub>	25 <sup>0</sup> <sub>-0,13</sub>	31,75 <sup>0</sup> <sub>-0,2</sub>	45 <sup>0</sup> <sub>-0,8</sub>
b <sub>1</sub>	Šířka uchycení u horního táhla	52<	52<	52<	52<	65<
D <sub>2</sub>	Průměr díry u dolního táhla	22 <sup>0</sup> <sub>-0,2</sub>	22 <sup>0</sup> <sub>-0,2</sub>	28 <sup>0</sup> <sub>-0,2</sub>	36,6 <sup>0</sup> <sub>-0,2</sub>	50,8 <sup>0</sup> <sub>-0,2</sub>
b <sub>3</sub>	Šířka uchycení u dolního táhla	49<	49<	49<	68<	68<
b <sub>5</sub>	Šířka uchycení u dolního táhla	65 <sup>+2</sup> <sub>0</sub>	65 <sup>+2</sup> <sub>0</sub>	65 <sup>+2</sup> <sub>0</sub>	72,5 <sup>+2</sup> <sub>0</sub>	72,5 <sup>+2</sup> <sub>0</sub>
l	Vzdálenost uchycením dolních táhel	400±1,5	683±1,5	825±1,5	965±1,5	1166,5±1,5
d	Průměr otvoru pro závlačku	12<	12<	12<	17<	17<
h	Výška mezi horním a dolním uchycením táhel	300-375	500-575	550-625	575-675	575-675

### 3.1.3 VOLBA PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU

Pro nakládací jeřáb za traktor použijeme dva přímočaré hydromotory. Jejich umístění je vidět na Obr. 9. Přímočaré hydromotory byly zvoleny pro jejich jednoduché zapojení k hydraulickému systému traktoru a snadnou instalaci na samotnou konstrukci nakládacího jeřábu.

#### PŘÍMOČARÝ HYDROMOTOR 80/45x630

Zdvih výložníku je realizován dvojčinným přímočarým hydromotorem 80/45x630 (Obr. 12), který je opatřený hydraulickým zámkem.



Obr. 12; Schéma dvoučinného přímocárého hydromotoru pro zdvih - 80/45x630 [19]



- Vyvinutá tlačná síla  $F_{pz}$  při pracovním tlaku čerpadla traktoru  $p_t = 20 \text{ MPa}$  (dle Tab. 1; Technické parametry Zetor Forterra HSX 140 Tab. 1):

$$F_{pz} = p_t \cdot \frac{\pi \cdot D_{pz}^2}{4} \quad (1)$$

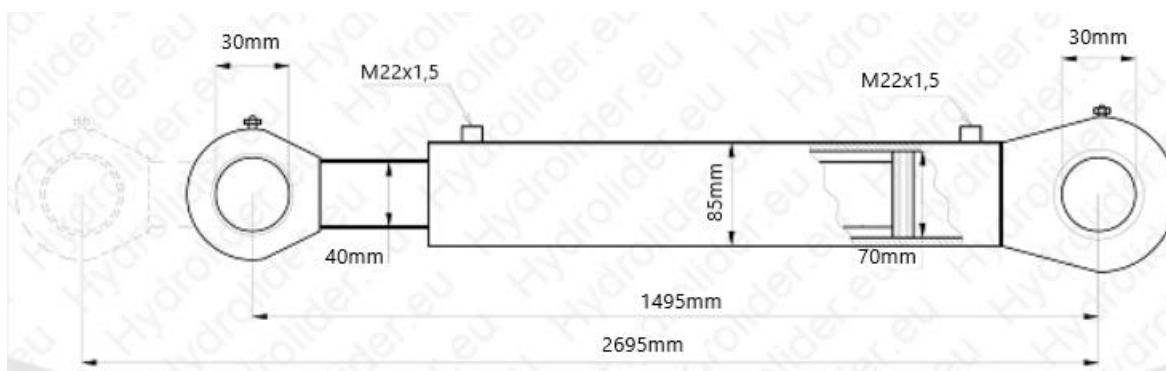
$$F_{pz} = 20 \cdot \frac{\pi \cdot 80^2}{4}$$

$$F_{pz} = 100\,531 \text{ N}$$

Kde:  $p_t = 20 \text{ MPa}$  pracovní tlak čerpadla zvoleného traktoru  
 $D_{pz} = 80 \text{ mm}$  průměr pístu přímočarého hydromotoru zdvihu

### PŘÍMOČARÝ HYDROMOTOR ZH2T 70/40x1200

Slouží pro výsuv teleskopického výložníku, ve všech polohách zdvihu a tudíž musí být volen jako dvojitý přímočarý hydromotor opatřený hydraulickým zámkem. (Obr. 12)



Obr. 13; Schéma dvojitýho přímočarého hydromotoru pro výsuv výložníku - ZH2T 70/40x1200 [19; 20]

U dlouhých štíhlých prutů je nutné provést kontrolu na vzpěr. Ta je provedena výpočtem štíhlosti pístní tyče  $\lambda$  pomocí rovnice (3.2). Výsledná hodnota musí být menší, než je vypočítaná kritická štíhlost  $\lambda_{kr}$  pístní tyče z rovnice (3.3). Pokud je  $\lambda \geq \lambda_{kr}$  musí se vypočítat kritická síla  $F_{kr}$  (3.4), která nám určí maximální možné zatížení pístní tyče pro dosažení bezpečnosti ve vzpěru.

- Výpočet štíhlosti pístní tyče:

$$\lambda = \frac{4 \cdot l}{d_p} [-] \quad (2)$$

$$\lambda = \frac{4 \cdot 1200}{40}$$

$$\lambda = 120$$



Kde:  $l = 1200 \text{ mm}$       výsuv přímočarého hydromotoru

$d_p = 40 \text{ mm}$       průměr pístní tyče

- Výpočet kritické štíhlosti  $\lambda_{kr}$ :

$$\lambda_{kr} = \pi \sqrt{\frac{E}{R_{eP}}} \quad [-] \quad (3)$$

$$\lambda_{kr} = \pi \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{390}}$$

$$\lambda_{kr} = 72,9$$

Kde:  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$       Youngův modul pružnosti

$R_{eP} = 390 \text{ MPa}$       mez kluzu materiálu pístní tyče

$\lambda > \lambda_{kr}$ , proto je nutné přistoupit k výpočtu kritické síly.

- Výpočet kritické síly  $F_{kr}$  [8] (str. 232):

$$F_{kr} = \frac{\pi \cdot E \cdot J_{píst}}{l^2} \quad [N] \quad (4)$$

$$F_{kr} = \frac{\pi \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot 40^4}{64}}{1200^2}$$

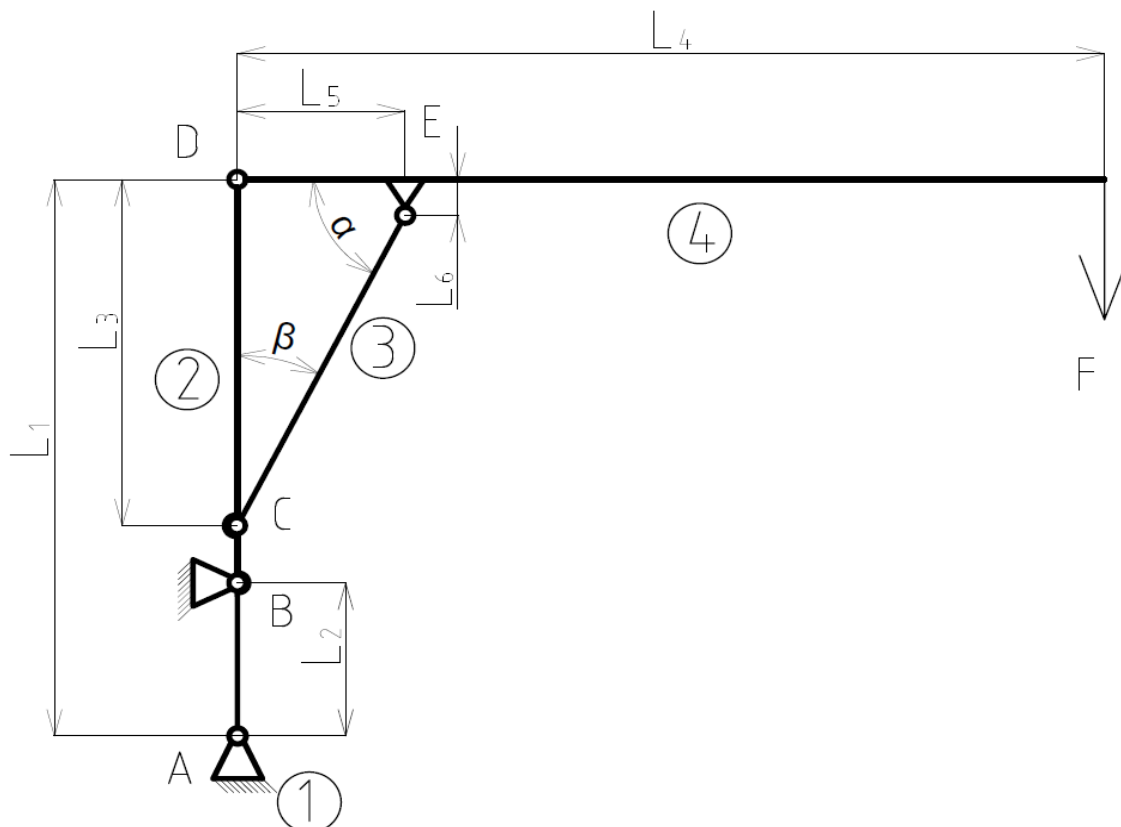
$$F_{kr} = 57\,572,7 \text{ N}$$

Kde:  $J_{píst} = 125\,663,7 \text{ mm}^4$       kvadratický moment průřezu pístní

Kritická síla je maximální síla, jakou může být vysunutá pístní tyč zatížena, aby nedošlo k překročení vzpěrné stability.

### 3.1.4 SCHÉMA NAKLÁDACÍHO JEŘÁBU ZA TRAKTOR

Rám a teleskopický výložník jsou nahrazeny staticky uloženými pruty (Obr. 14). Poloha ramene výložníku je ve vodorovné poloze, kdy je namáháno největším ohybovým momentem a tím působící síly způsobí největší zatížení celé konstrukce. Přímočarý hydromotor zdvihu je nahrazen podporou na rameni. Základní rozměry zařízení jsou vypsány v (Tab. 4).



Obr. 14; Schéma nakládacího jeřábu za traktor; 1 – traktor, 2 – rám, 3 – přímočarý hydromotor, 4 – teleskopický výložník

Tab. 4; Základní rozměry nakládacího jeřábu

$L_1$	2,056 m	Výška rámu
$L_2$	0,575 m	Vzdálenost uchycení dolních a horních táhel tříbodového závěsného systému
$L_3$	1,3 m	Vzdálenost uchycení přímočarého hydromotoru od horního čepu na rámu
$L_4$	1,9 / 3,1 m	Vzdálenost teleskopického výložníku mezi čepy rám/teleskopický výložník a teleskopický výložník/hák
$L_5$	0,6 m	Vzdálenost uchycení přímočarého hydromotoru od horního čepu na rámu
$L_6$	0,235 m	Vzdálenost uchycení přímočarého hydromotoru od osy výložníku
$F$	9 810 N	Síla od břemene
$\alpha$	63°	Úhel svírající přímočarý hydromotor a teleskopické rameno
$\beta$	27°	Úhel svírající přímočarý hydromotor a rám



### 3.2 DYNAMICKÝ SOUČINITEL ZATÍŽENÍ

Vyjadřuje dynamické účinky vzniklé pohybem konstrukce při zdvihání nebo spouštění břemene a vlastní hmotnosti konstrukce. [9]

- Tíhové a zdvihové účinky hmotnosti nakládacího jeřábu, dle [9] (str. 18)

$$\Phi_1 = \min(1,1; \Phi_2)$$

$$\Phi_1 = 1,1$$

- Tíhové a zdvihové účinky hmotnosti břemene

Ze vzorce vypočítáme objem přímočarého hydromotoru  $V_p$ :

$$V_p = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \cdot L_p \quad [\text{m}^3] \quad (5)$$

$$V_p = \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} \cdot 0,63$$

$$V_p = 0,0032 \text{ m}^3$$

Kde:  $D_p = 0,08 \text{ m}$  průměr válce přímočarého hydromotoru

$L_p = 0,63 \text{ m}$  délka tahu přímočarého hydromotoru

Výpočet otáček:

$$n = \frac{\alpha \cdot Q_c}{360 \cdot V_p} \quad [\text{s}^{-1}] \quad (6)$$

$$n = \frac{65 \cdot 0,0014}{360 \cdot 0,0032}$$

$$n = 0,0803 \quad [\text{s}^{-1}]$$

Kde:  $Q_c = 0,0014 \text{ m}^3/\text{s}$  průtok oleje

Dosažením do rovnice (7) zjistíme rychlost zdvihu  $v_z$  při maximálním vyložení  $L_4$ :

$$v_z = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot L_4 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (7)$$

$$v_z = 2 \cdot \pi \cdot 0,0803 \cdot 3,1$$

$$v_z = 1,5646 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$





Po dosazení rychlosti  $v_z$  do rovnice (8) dle [9] (str. 18) dostaneme dynamický součinitel hmotnosti břemene  $\Phi_2$ :

$$\Phi_2 = (\Phi_{2\min} + \beta_2 \cdot v_z) [-] \quad (8)$$

$$\Phi_2 = (\Phi_{2\min} + \beta_2 \cdot v_z)$$

$$\Phi_2 = 1,316$$

Hodnoty dle [9] (tabulka 2a str. 19)

Kde:  $\beta_2 = 0,17$  bezrozměrný koeficient dynamického součinitele

$\Phi_{2\min} = 1,05$  minimální hodnota dynamického součinitele hmotnosti břemene

### 3.3 ANALYTICKÉ A PEVNOSTNÍ VÝPOČTY NAVRŽENÉ KONSTRUKCE

Zvolené profily nosníků jsou kontrolovány na základě výpočtu maximálních napětí v jednotlivých dílech. Jsou zvoleny duté profily z katalogu Feron a.s., vyrobeny z oceli S355J2H, které jsou normalizovaných rozměrů. Pro účel výpočtu reakčních sil bylo provedeno zjednodušení na rovinnou úlohu. Rám a teleskopický výložník jsou nahrazeny staticky uloženými pruty (viz Obr. 14). Ve výpočtu je zahrnuto vlastní zatížení konstrukce a dynamické zatížení vypočítané v kapitole 3.2.

Bezpečnost  $k_k$  vzhledem k minimální mezi kluzu volím  $k_k \geq 2,5$

#### Volba profilu pro teleskopický výložník a rám

Ke konstrukci rámu, pevného výložníku a výsuvné části výložníku jsou zvoleny normované profily obdélníkového průřezu dle ČSN EN 10219. (viz Tab. 5)

Tab. 5; Specifikace zvolených profilů [10]

<b>Rám:</b> (rám je složen z dvojice profilů, parametry jsou pro jeden profil)		
rozměr	200x100x8 [mm]	
$S_R$	4324 mm <sup>2</sup>	plocha průřezu profilu rámu
$W_{oR}$	209 800 mm <sup>4</sup>	pružný modul průřezu pro profil rámu
<b>Pevná část ramene:</b>		
rozměr	250x150x6 [mm]	
$S_{VP}$	4560 mm <sup>2</sup>	plocha průřezu profilu pevné části výložníku
$W_{oVP}$	310 840 mm <sup>4</sup>	pružný modul průřezu pro profil pevné části výložníku
<b>Výsuvná část výložníku:</b>		
rozměr	180x120x5 [mm]	
$W_{oVV}$	141 930 mm <sup>4</sup>	pružný modul průřezu pro profil výsuvné části výložníku

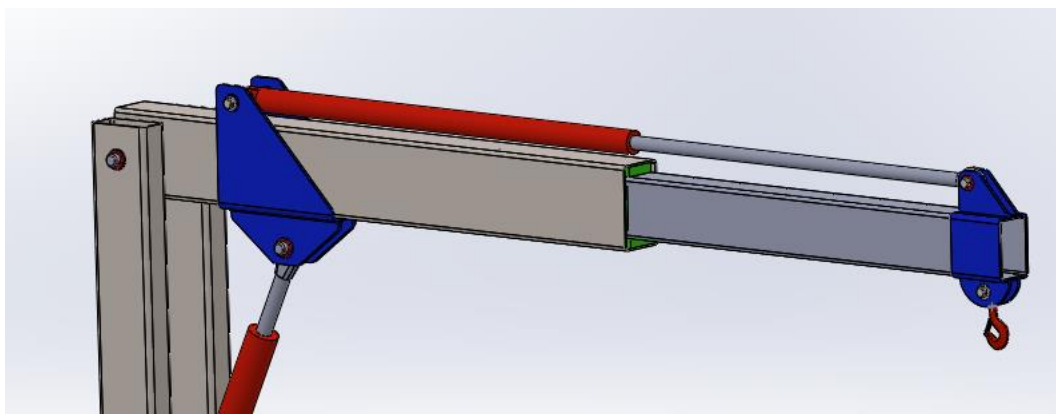


### Mechanické vlastnosti materiálu S355J2H: [8] (str. 1125)

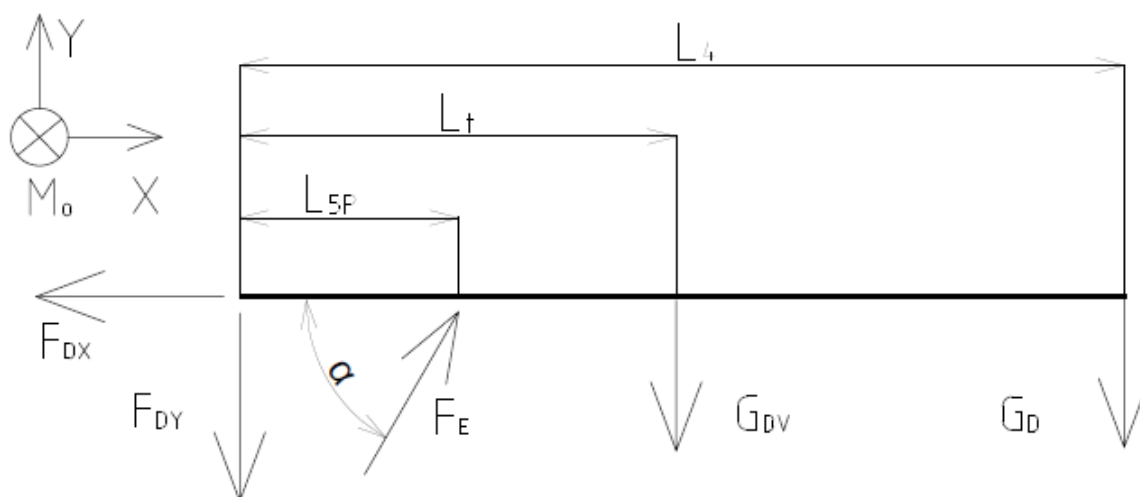
$R_{em} = 355 \text{ MPa}$                       minimální mez kluzu materiálu  
 $R_m = 470\text{-}630 \text{ MPa}$                 pevnost v tahu

#### 3.3.1 TELESKOPICKÝ VÝLOŽNÍK

Vlastní zatížení teleskopického výložníku je uvažováno v těžišti a vyjádřeno odpovídající silou. Poloha těžiště je zjištěna pomocí modelu v programu SolidWorks (Obr. 15). Pro výpočet uvažujeme, že teleskopický výložník bude maximálně vysunutý  $L_4 = 3,1 \text{ m}$ . (Obr. 16)



Obr. 15; Teleskopický výložník



Obr. 16; Uvolnění teleskopického výložníku

Tab. 6; Nedefinované rozměry uvolněného teleskopického výložníku

$L_{5P}$	0,675 m	Vzdálenost působíště síly $F_E$ od čepu rám/výložník
$L_t$	1,53 m	Vzdálenost těžiště od čepu rám/výložník vysunutého výložníku
$m_v$	154,55 kg	Hmotnost výložníku



- Výpočet dynamického zatížení od břemene  $G_D$ :

$$G_D = F \cdot \Phi_2 \quad [N] \quad (9)$$

$$G_D = 9810 \cdot 1,316$$

$$G_D = 12909,96 \text{ N}$$

- Výpočet dynamického zatížení od vlastní hmotnosti teleskopického výložníku  $G_{DV}$ :

$$G_{DV} = m_V \cdot g \cdot \Phi_1 \quad [N] \quad (10)$$

$$G_{DV} = 154,55 \cdot 9,81 \cdot 1,1$$

$$G_{DV} = 1667,75 \text{ N}$$

Kde:  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$       tíhové zrychlení

#### ROVNICE STATICKÉ ROVNOVÁHY

$$\sum F_x = 0; \quad 0 = F_E \cdot \cos \alpha - F_{DX} \quad (11)$$

$$\sum F_y = 0; \quad 0 = F_E \cdot \sin \alpha - G_D - F_{DY} - G_{DV} \quad (12)$$

$$\sum M_{OD} = 0; \quad 0 = G_D \cdot L_4 + G_{DV} \cdot L_t - F_E \cdot \sin \alpha \cdot L_{5P} \quad (13)$$

- Vyjádřením neznámých ( $F_E$ ,  $F_{DX}$ ,  $F_{DY}$ ) z rovnic statické rovnováhy vyjdou hodnoty:

$$F_E = 70\,785,6 \text{ N}$$

$$F_{DX} = 32\,136 \text{ N}$$

$$F_{DY} = 48\,492,7 \text{ N}$$

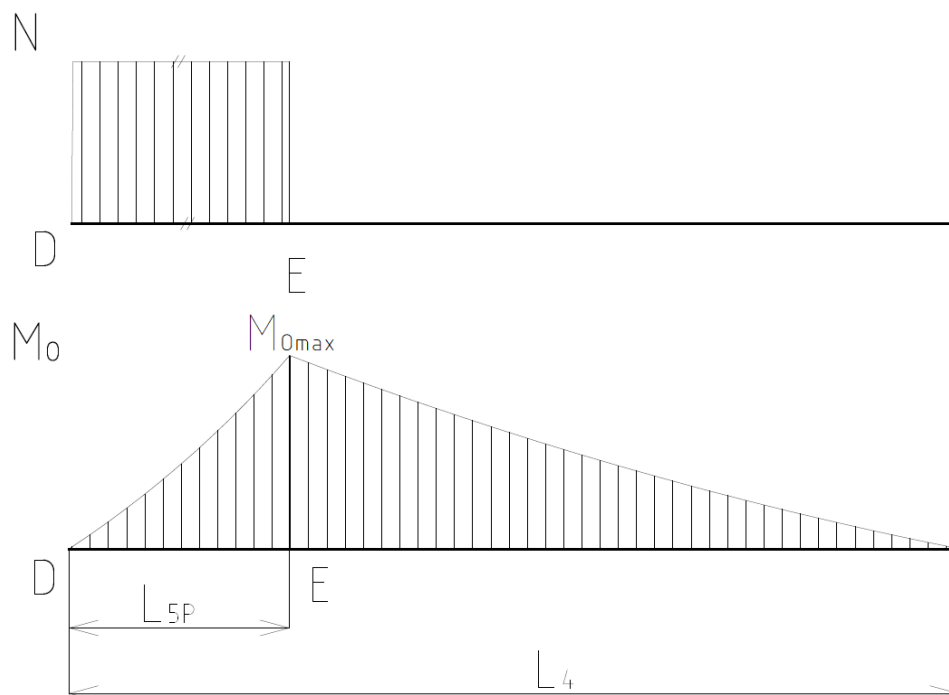
$F_E$       síla v uchycení přímočarý hydromotor / teleskopický výložník [N]

$F_{DX}$       složka síly v ose x v místě čepu rám / teleskopický výložník [N]

$F_{DY}$       složka síly v ose y v místě čepu rám / teleskopický výložník [N]

#### VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO NAPĚTÍ V TELESKOPICKÉM VÝLOŽNÍKU

K určení místa maximálního napětí je vytvořen model výsledných vnitřních účinků (VVÚ), v místě největšího zatížení bude spočítáno napětí. Zatížení od vlastní hmotnosti teleskopického výložníku je pro účel VVÚ bráno jako lineární zatížení, proto průběh  $M_0$  je kvadratický, viz (Obr. 17)



Obr. 17 Přibližný průběh tahové síly  $N$  a ohybového momentu  $M_o$  na teleskopickém výložníku

- Výpočet maximálního ohybového momentu  $M_{OE}$  v bodě E dle (Obr. 17)

$$M_{OE} = G_D \cdot (L_4 - L_{5P}) + G_{DV} \cdot (L_t - L_{5P}) \quad [Nm] \quad (14)$$

$$M_{OE} = 12\,909,96 \cdot (3,1 - 0,675) + 1667,75 \cdot (1,53 - 0,675)$$

$$M_{OE} = 32\,732,58 \text{ Nm}$$

- Napětí  $\sigma_{OE}$  v konstrukci výložníku vyvolané v bodě E momentem  $M_{OE}$  dle: [8] (str. 141)

$$\sigma_{OE} = \frac{M_{OE}}{W_{oVP}} \quad [MPa] \quad (15)$$

$$\sigma_{OE} = \frac{32\,732,58 \cdot 10^3}{310\,840}$$

$$\sigma_{OE} = 105,3 \text{ MPa}$$



- Napětí  $\sigma_{NV}$  v konstrukci výložníku vyvolané v bodě E silou  $F_{DX}$  dle: [8] (str. 138)

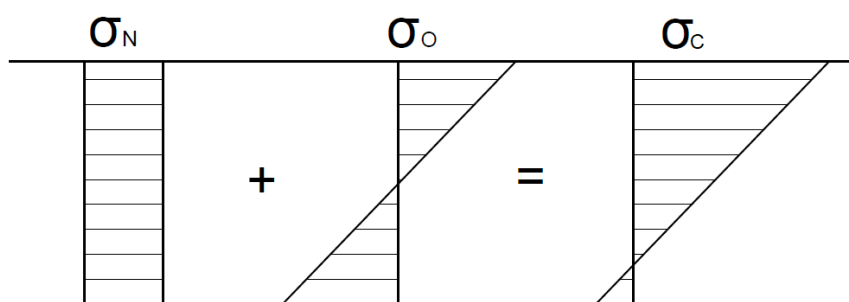
$$\sigma_{NV} = \frac{F_{DX}}{S_{VP}} [MPa] \quad (16)$$

$$\sigma_{NV} = \frac{32\,136}{4560}$$

$$\sigma_{NV} = 7,1 \text{ MPa}$$

- Celkové napětí  $\sigma_{CV}$  od ohybu  $\sigma_{OE}$  a tahu  $\sigma_{NV}$ :

U kombinace ohybového a tlakového napětí se celkové napětí vypočítá jako součet všech normálových složek (Obr. 18).



Obr. 18; Kombinace napětí od tahu/tlaku a ohybu

$$\sigma_{CV} = \sigma_{OE} + \sigma_{NV} [MPa] \quad (17)$$

$$\sigma_{CV} = 105,3 + 7,1$$

$$\sigma_{CV} = 112,4 \text{ MPa}$$

- Bezpečnost teleskopického výložníku  $k_{kV}$  vzhledem k mezi kluzu:

$$k_{kV} = \frac{R_{em}}{\sigma_{CV}} [-] \quad (18)$$

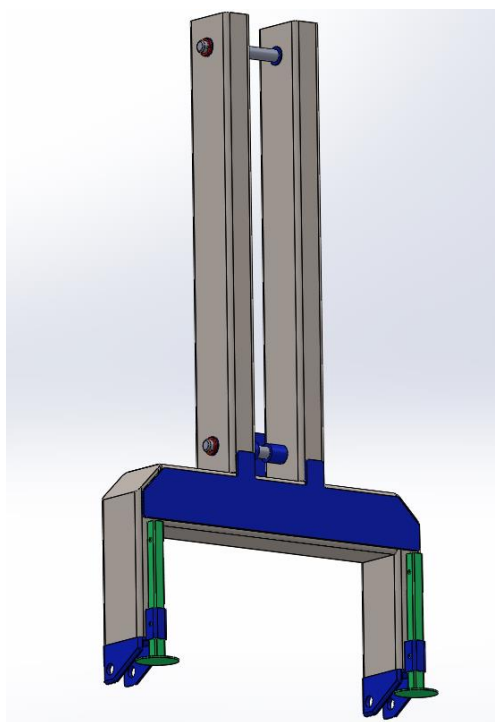
$$k_{kV} = \frac{355}{112,4}$$

$$k_{kV} = 3,2$$

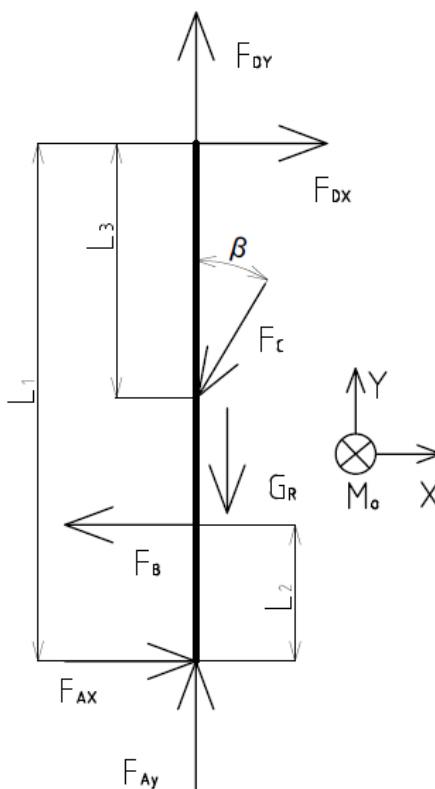
Zvolený profil pevné části výložníku 250x150x6 má dostatečnou bezpečnost.

### 3.3.2 RÁM

Rám (Obr. 19) je především namáhán na ohyb, ale i tahem a tlakem. (viz Obr. 20)



Obr. 19; Rám nakládacího jeřábu



Obr. 20; Uvolnění rámu



- Výpočet vlastního zatížení od hmotnosti rámu  $G_R$ :

$$G_R = m_R \cdot g \quad [N] \quad (19)$$

$$G_R = 255,21 \cdot 9,81$$

$$G_R = 2503,6 \text{ N}$$

Kde:  $m_R = 255,21 \text{ kg}$  hmotnost konstrukce rámu

### ROVNICE STATICKÉ ROVNOVÁHY

Ze schématu (Obr. 20), kde je přímočarý hydromotor nahrazen vzpěrou mezi body C a E, vyplývá že:  $F_C = F_E$

$$\sum F_x = 0; \quad 0 = F_{DX} + F_{AX} - F_B - F_C \cdot \sin\beta \quad (20)$$

$$\sum F_y = 0; \quad 0 = F_{DY} + F_{AY} - F_C \cdot \cos\beta - G_R \quad (21)$$

$$\sum M_{oA} = 0; \quad 0 = F_B \cdot L_2 + F_C \cdot \sin\beta \cdot (L_1 - L_3) - F_{DX} \cdot L_1 \quad (22)$$

- Vyjádřením neznámých ( $F_B$ ,  $F_{AX}$ ,  $F_{AY}$ ) z rovnic statické rovnováhy nám vychází:

$$F_B = 72\,655,3 \text{ N}$$

$$F_{AX} = 72\,655,3 \text{ N}$$

$$F_{AY} = 17\,080,8 \text{ N}$$

$F_B$  síla v místě uchycení horního táhla tříbodového závěsu [N]

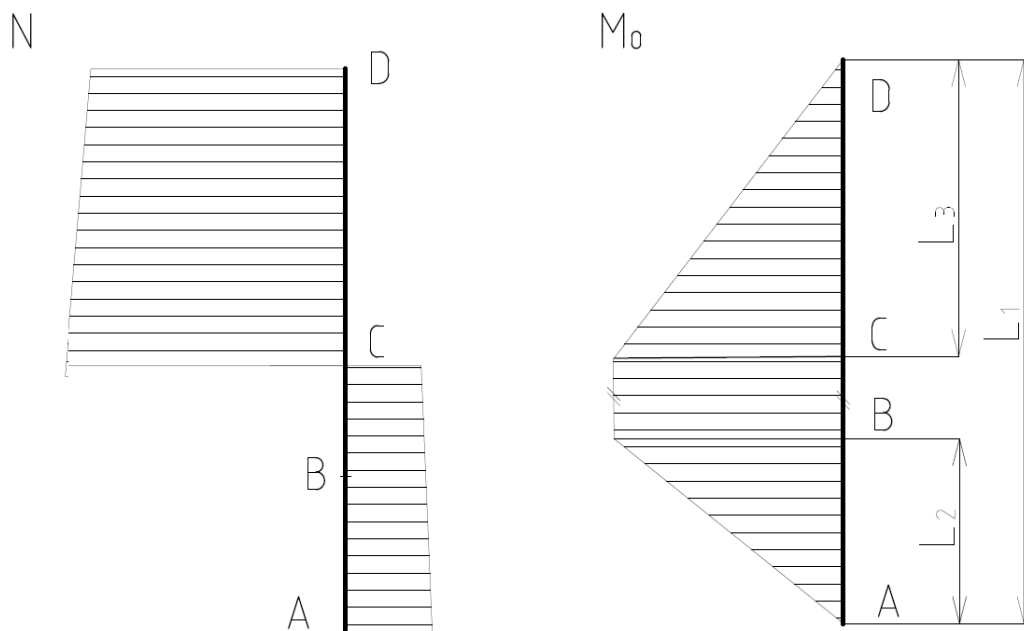
$F_{AX}$  složka síly X v místě uchycení dolního táhla tříbodového závěsu [N]

$F_{AY}$  složka síly Y v místě uchycení dolního táhla tříbodového závěsu [N]



### VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO NAPĚTÍ V RÁMU

K určení místa maximálního napětí je vytvořen předpokládaný průběh výsledných vnitřních účinků (VVÚ), v místě největšího zatížení bude spočítáno napětí. Zatížení od vlastní hmotnosti rámu je pro účel VVÚ uvažováno jako lineární zatížení, proto průběh  $N$  roste se zatížením, viz (Obr. 21)



Obr. 21; Předpokládaný průběh tahové síly  $N$  a ohybového momentu  $M_o$  na teleskopickém výložníku

- Výpočet maximálního ohybového momentu  $M_{OB}$  nacházejícího se mezi body C a D dle (Obr. 19)

$$M_{OB} = F_{DX} \cdot (L_1 - L_2) - F_C \cdot \sin \beta \cdot (L_1 - L_2 - L_3) \quad [Nm] \quad (23)$$

$$M_{OB} = 32\,136 \cdot (2,056 - 0,575) - 70\,785,6 \cdot \sin 27^\circ \cdot (2,056 - 0,575 - 1,3)$$

$$M_{OB} = 41\,776,8 \quad Nm$$

- Napětí  $\sigma_{OB}$  v konstrukci výložníku vyvolané v bodě B ohybovým momentem  $M_{OB}$  dle (Obr. 18): [8] (str. 141)

$$\sigma_{OB} = \frac{M_{OB}}{2 \cdot W_{oR}} \quad [MPa] \quad (24)$$

$$\sigma_{OB} = \frac{41\,776,8 \cdot 10^3}{2 \cdot 209\,800}$$

$$\sigma_{OB} = 99,6 \quad MPa$$





- Napětí  $\sigma_{OC}$  v konstrukci výložníku v bodě C dle (Obr. 21): [8] (str. 141)

$$\sigma_{OC} = \frac{F_{DX} \cdot L_3}{2 \cdot W_{OR}} [MPa] \quad (25)$$

$$\sigma_{OC} = \frac{32\,136 \cdot 1,3 \cdot 10^3}{2 \cdot 209\,800}$$

$$\sigma_{OC} = \sigma_{OB} = 99,6 \text{ MPa}$$

- Napětí  $\sigma_{NC}$  v konstrukci výložníku vyvolané v bodě E silou  $F_{DY}$  a  $G_{R1}$  dle: [8] (str. 138)

$$\sigma_{NC} = \frac{F_{DY} + G_{R1}}{S_{VP}} [MPa] \quad (26)$$

$$\sigma_{NC} = \frac{48\,492,7 + 115,5 \cdot 9,81}{2 \cdot 4324}$$

$$\sigma_{NC} = 5,7 \text{ MPa}$$

- Celkové napětí od ohybu  $\sigma_{OE}$  a tahu  $\sigma_{NE}$  (Obr. 18)

$$\sigma_{CR} = \sigma_{OC} + \sigma_{NC} [MPa] \quad (27)$$

$$\sigma_{CR} = 99,6 + 5,7$$

$$\sigma_{CR} = 105,3 \text{ MPa}$$

$\sigma_{CR}$  celkové napětí působící ve výložníku [MPa]

- Bezpečnost rámu vzhledem k mezi kluzu:

$$k_{kR} = \frac{R_{em}}{\sigma_{CR}} [-] \quad (28)$$

$$k_{kR} = \frac{355}{105,3}$$

$$k_{kR} = 3,4$$

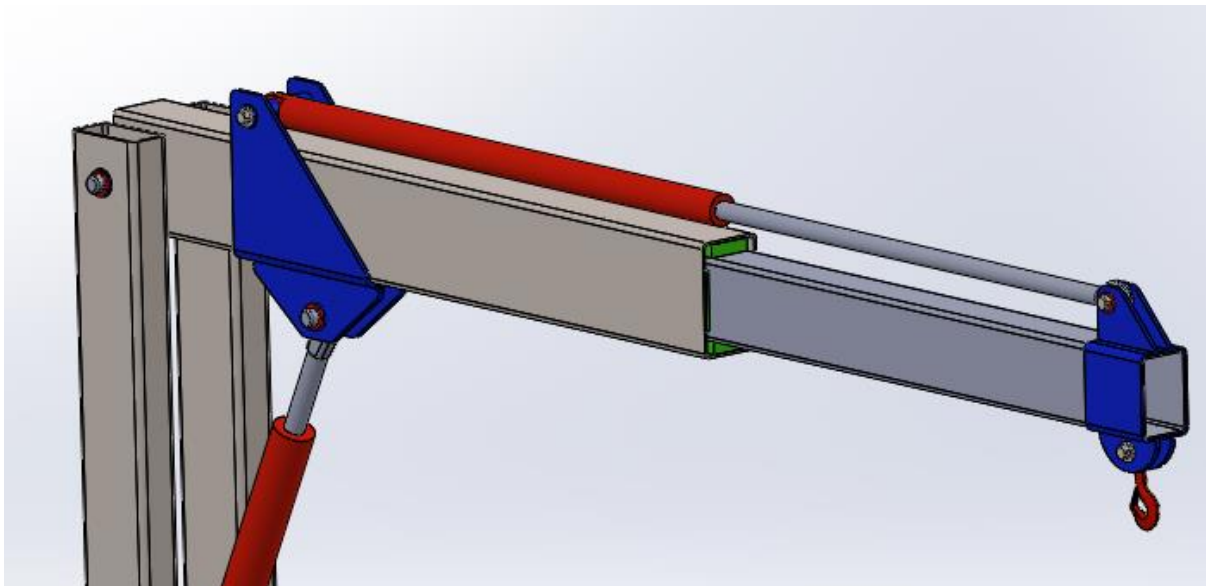
$k_{kR}$  bezpečnost konstrukce rámu vzhledem k minimální mezi kluzu

Zvolený profil rámu 200x100x8 má dostatečnou bezpečnost.

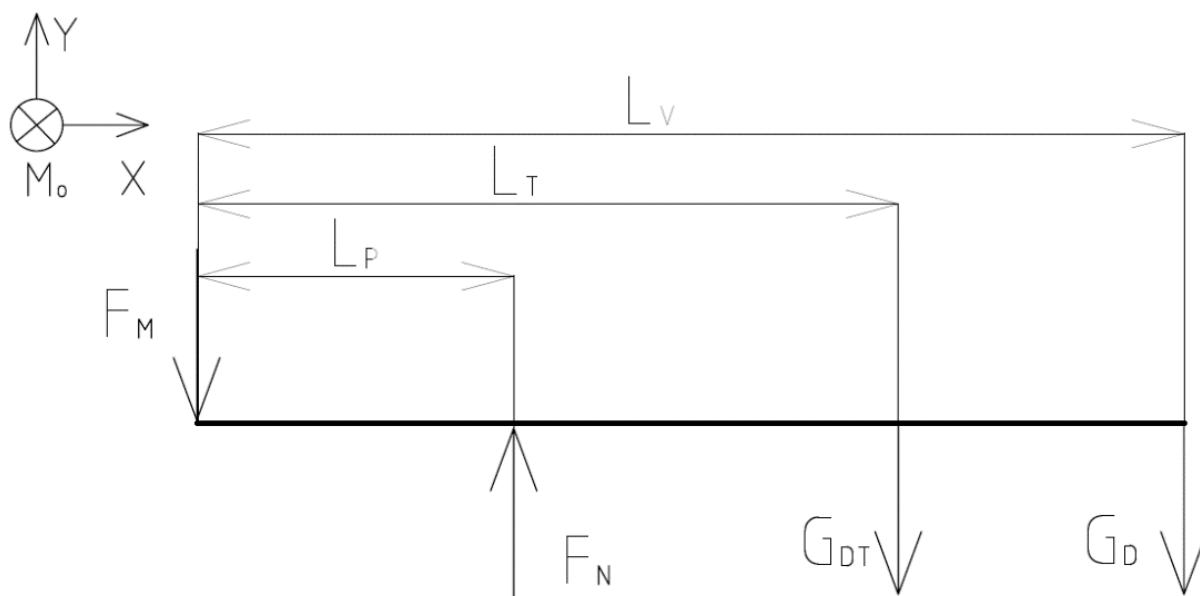


### 3.3.3 KONTROLA PROFILU VÝSUVNÉ ČÁSTI TELESKOPICKÉHO VÝLOŽNÍKU

Výsuvnou část výložníku (Obr. 22) je namáhána pouze na ohyb. Důležité pro třecí plochy určit stykové síly mezi profilem pevné části výložníku a profilem výsuvné části výložníku. Pro zjednodušení jsou lineární síly nahrazeny silami v krajních polohách (viz Obr. 23), získáme tím maximální možné stykové síly, pomocí kterých určí potřebné plochy kluzných plastů pro vedení teleskopického výložníku. (Tab. 7)



Obr. 22; Uvolnění výsuvné části ramene



Obr. 23; Model teleskopického výložníku



Tab. 7; Parametry výsuvné části výložníku

$G_{DT}$	dynamická síla od vlastní hmotnosti výsuvné části výložníku [N]	
$F_M$	styková síla na konci výsuvné části výložníku [N]	
$F_N$	styková síla na konci pevné části výložníku [N]	
$L_V$	1,81 m	Vzdálenost působíště síly $G_D$ na výsuvné části výložníku
$L_T$	1,35 m	Vzdálenost těžiště výsuvné části výložníku
$L_P$	0,51 m	Vzdálenost přesahu pevné a výsuvné části výložníku
$m_{VT}$	60,27 kg	Hmotnost výsuvné části výložníku

- Výpočet dynamického zatížení  $G_{DT}$  od vlastní hmotnosti výsuvné části

$$G_{DT} = m_{VT} * g * \Phi_1 \quad [N] \quad (29)$$

$$G_{DT} = 60,27 * 9,81 * 1,1$$

$$G_{DT} = 650,4 \text{ N}$$

#### ROVNICE STATICKÉ ROVNOVÁHY

$$\sum F_y = 0; \quad 0 = F_N - F_M - G_{DT} - G_D \quad (30)$$

$$\sum M_{OM} = 0; \quad 0 = G_{DT} * L_T + G_D * L_V - F_N * L_P \quad (31)$$

- Vyjádřením z rovnice statické rovnováhy  $\sum M_{OM} = 0$  získáme neznámou  $F_N$ :

$$F_N = \frac{G_{DT} \cdot L_T + G_D \cdot L_V}{L_P} \quad [N] \quad (32)$$

$$F_N = \frac{650,4 \cdot 1,35 + 12\,909,96 \cdot 1,81}{0,51}$$

$$F_N = 47\,539,3 \text{ N}$$

- Vyjádřením z rovnice statické rovnováhy  $\sum F_y = 0$  získáme neznámou  $F_M$ :

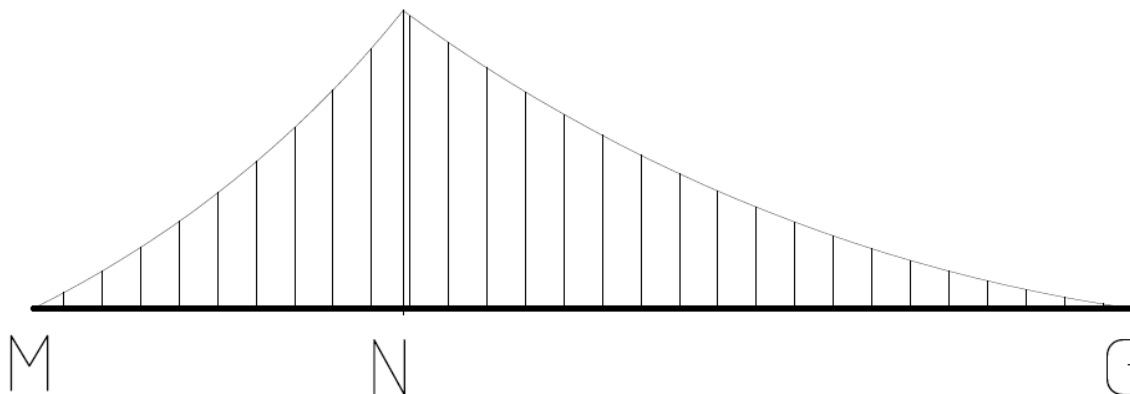
$$F_M = F_N - G_{DT} - G_D \quad [N] \quad (33)$$

$$F_M = 47\,539,3 - 650,4 - 12\,909,96$$

$$F_M = 33\,979 \text{ N}$$

### VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO NAPĚTÍ VE VÝSUVNÉ ČÁSTI VÝLOŽNÍKU

Maximální ohybové napětí vypočítáme v místě maximálního ohybového momentu, který najdeme pomocí průběhu výsledných vnitřních účinků (VVÚ). Zatížení od vlastní hmotnosti výsuvné části výložníku je pro účel VVÚ uvažováno jako lineární zatížení, tudíž průběh  $M_0$  roste se zatížením, viz (Obr. 24)



Obr. 24; Předpokládaný průběh VVÚ u výsuvné části výložníku

- Výpočet maximálního ohybového momentu nacházejícího se v bodě N:

$$M_{ON} = G_D \cdot (L_V - L_P) + G_{DT} \cdot (L_T - L_P) \quad [Nm] \quad (34)$$

$$M_{ON} = 12\,909,96 \cdot (1,81 - 0,51) + 650,4 \cdot (1,35 - 0,51)$$

$$M_{ON} = 17\,329,3 \text{ Nm}$$

- Napětí  $\sigma_{ON}$  v konstrukci výložníku vyvolané v bodě B momentem  $M_{OB}$ : [8] (str. 141)

$$\sigma_{ON} = \frac{M_{ON}}{W_{oR}} \quad [MPa] \quad (35)$$

$$\sigma_{ON} = \frac{17\,329,3 \cdot 10^3}{141\,930}$$

$$\sigma_{ON} = 122,1 \text{ MPa}$$



- Bezpečnost výsuvné části výložníku  $k_{kVV}$  vzhledem k mezi kluzu:

$$k_{kVV} = \frac{R_{em}}{\sigma_{ON}} [-] \quad (36)$$

$$k_{kVV} = \frac{355}{122,1}$$

$$k_{kVV} = 2,9$$

Zvolený profil výsuvné části výložníku 180x120x5 má dostatečnou bezpečnost vzhledem k minimální mezi kluzu.

### 3.4 VOLBA DALŠÍCH KOMPONENT NAKLÁDACÍHO JEŘÁBU

U kupovaných komponent pro nakládací jeřáb je potřeba zvolit vhodné vedení pro teleskopický výložník, hák s dostatečnou nosností a volba vhodného průměru čepů.

#### 3.4.1 VEDENÍ TELESKOPICKÉHO VÝLOŽNÍKU

K vedení teleskopického výložníku byl zvolen kluzný plast ZEDEX ZX-100K od firmy Wolko-plast s.r.o. Kluzný plast byl zvolen z důvodu potřeby minimální údržby, možnosti použití bez mazání třecích ploch při zachování dobrých třecích vlastností. [11]

Tab. 8; Vybrané vlastnosti materiálu ZX-100K [11]

$p_v$	2 MPa	Dovolený tlak při výsuvu výložníku
$f_s$	0,11	Součinitel tření při chodu za sucha
$\rho_{zx}$	$1,35 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}^3$	Hustota kluzného plastu ZX-100K

- Výpočet minimální potřebné plochy  $S_{min}$  kluzného vedení od větší síly z dvojce sil  $F_M$  a  $F_N$ , obě tyto síly působí ve třecích plochách dle (Obr. 22) z výpočtu na (str. 35) výjde síla  $F_N$  větší.

$$S_{min} = \frac{F_N}{p_{10}} [mm^2] \quad (37)$$

$$S_{min} = \frac{47\,539,3}{2}$$

$$S_{min} = 23\,769,65 \text{ mm}^2$$



- Výpočet použité třecí plochy  $S_m$  u konstruovaného nakládacího jeřábu:

$$S_m = a \cdot L_p \text{ [mm}^2\text{]} \quad (38)$$

$$S_m = 100 \cdot 510$$

$$S_m = 51\,000 \text{ mm}^2$$

Kde:  $a = 100 \text{ mm}$  šířka kluzné plochy

$$S_m > S_{min} \quad (39)$$

$$51\,000 \text{ mm}^2 > 23\,769,65 \text{ mm}^2$$

Zvolený kluzný plast vyhovuje požadavkům. Na zvolené kluzné ploše bezpečně dokáže přenést více než dvojnásobek požadované zátěže.

### 3.4.2 VOLBA HÁKU

Pro zvolení vhodného háku je potřeba zjistit maximální sílu zdvihu pro polohu, kdy je maximální ohybový moment dle schéma (Obr. 14). Tu vypočítáme ze síly  $F_{PZ}$ , což je největší síla vyvinutá přímočarým hydromotorem zdvihu ve spojení se zvoleným traktoem viz strana (21). Aby bylo dosaženo maximální zdvihací síly bude teleskopický výložník v minimálním vyložení  $L_4 = 1,9 \text{ m}$ .

$L_{tz} = 0,98 \text{ m}$  Vzdálenost těžiště od čepu rám/výložník v minimálním vyložení

- Z rovnice statické rovnováhy (27) si odvodíme rovnici pro maximální sílu  $G_{Dmax}$  na konci výložníku:

$$G_{Dmax} = \frac{F_{PZ} \cdot \sin \alpha \cdot L_{5P} - G_{DV} \cdot L_{tz}}{L_4} \text{ [N]} \quad (40)$$

$$G_{Dmax} = \frac{100\,531 \cdot \sin 63^\circ \cdot 0,675 - 1\,667,75 \cdot 0,98}{1,9}$$

$$G_{Dmax} = 30\,962,1 \text{ N}$$

Pro výpočet konečné hmotnosti musíme přepočítat dynamický součinitel hmotnosti břemene  $\Phi_2$ , protože je závislý na délce výložníku. Výpočet byl proveden stejným způsobem jako v kapitole (3.2). Výsledná hodnota:

$\Phi_{2Z} = 1,213$  dynamický součinitel hmotnosti břemene pro minimální vyložení



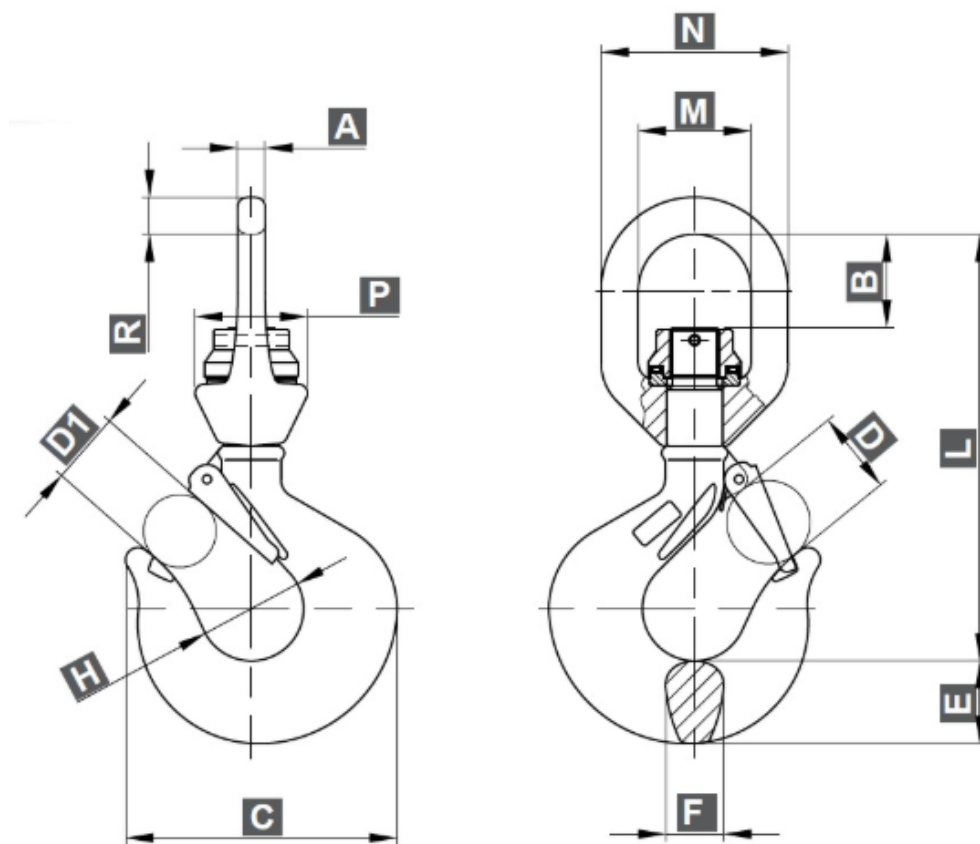
- Výpočet maximální hmotnosti břemene  $m_{max}$  v daných podmínkách:

$$m_{max} = \frac{G_{Dmax}}{g \cdot \Phi_{ZZ}} [kg] \quad (41)$$

$$m_{max} = \frac{30\,962,1}{9,81 \cdot 1,213}$$

$$m_{max} = 2\,602 \text{ kg}$$

Vypočítaná hmotnost  $m_{max}$  je hlavním kritériem pro výběr vhodného háku. Proto byl zvolen otočný hák WHS-EL s nosností 3200 kg [12]

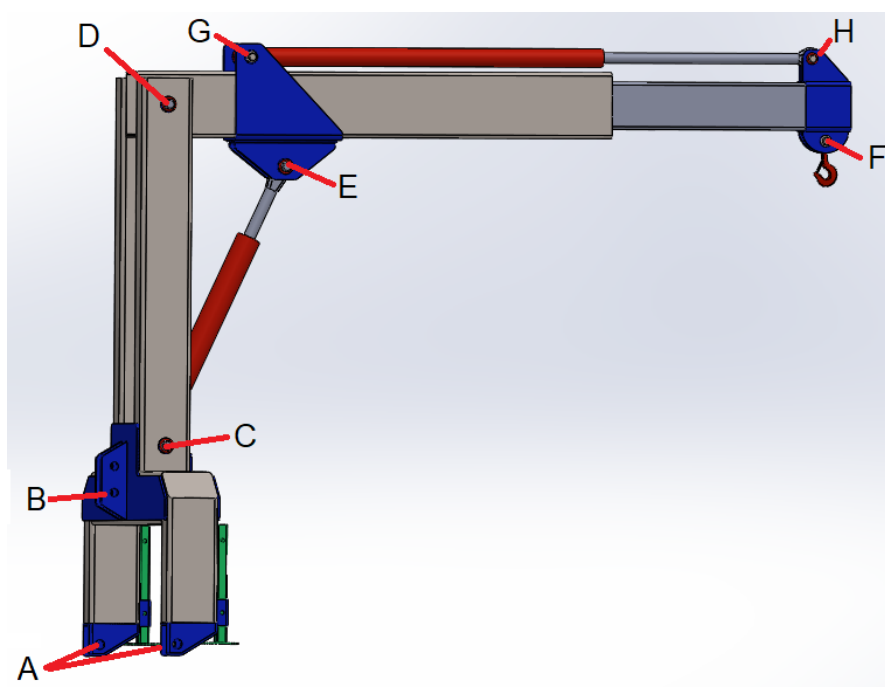


Velikost	Pro řetěz	Nosnost	A	B	C	D	D1	E	F	H	L	M	N	P	R	Hmotnost
nominál	mm	kg	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg
10	10	3200	12,5	40	106	32	27	31	23	42	172	47	79	48	16	1,66

Obr. 25; Schéma a rozměry zvoleného háku [12]

### 3.4.3 NÁVRH A KONTROLA ČEPŮ

V navrhované konstrukci byly vybrány nejvíce zatížené čepy, u kterých bude proveden výpočet minimálního průměru čepu  $a$ , poté je provedena kontrola čepu na otláčení. Pro výpočet uvažujeme zatížení od břemene ze zadání práce, a proto budou použity vypočítané síly z kapitoly Analytické a pevnostní výpočty (3.3), ze které vyplývají jako nejvíce zatížené čepy B, C, E a D viz (Obr. 26). Přičemž body C a E jsou zatíženy totožnou silou, proto bude stačit vypočítat pouze jeden bod, a to bod E, protože má menší plochu na otláčení.



Obr. 26; Pozice jednotlivých čepů zobrazena na modelu nakládacího jeřábu

Navrhovaný model nakládacího jeřábu bude mít normované čepy podle normy ISO 2340 a 2341 z materiálu ČSN ISO 11 600. [13] (str. 303)

**Vlastnosti materiálu ČSN ISO 11 600:** [13] (str. 688)

$R_{eč} = 290 \text{ MPa}$       mez kluzu materiálu čepu

$R_{mč} = 540-710 \text{ MPa}$       mez pevnosti materiálu čepu

$p_{dč} = 63 \text{ MPa}$       dovolený tlak na otláčení materiálu čepu [14] (str. 378)

- Maximální smykové napětí  $\tau_{s\_max}$  při kontrole na střih: [8] (str. 274)

$$\tau_{s\_max} = R_{eč} \cdot 0,5 \text{ [MPa]} \quad (42)$$

$$\tau_{s\_max} = 290 \cdot 0,5$$

$$\tau_{s\_max} = 145 \text{ MPa}$$





### MINIMÁLNÍ PRŮMĚR ČEPU

- Minimální průměr  $D_{Bmin}$  čepu B je vypočten z dovoleného napětí na střih: [8] (str. 468)

$$\tau_s = \frac{F}{S} [MPa] \gg S_{Bmin} = \frac{F_B}{\tau_{s\_max}} [mm^2] \quad (43)$$

$$S_{Bmin} = \frac{72\,655,3}{145}$$

$$S_{Bmin} = 501,1 \text{ mm}^2$$

$$D_{Bmin} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{Bmin}}{\pi}} [mm] \quad (44)$$

$$D_{Bmin} = \sqrt{\frac{4 \cdot 501,1}{\pi}}$$

$$D_{Bmin} = 25,3 \text{ mm}$$

Kde:  $\tau_s$  napětí na střih [MPa]

$S_{Bmin} = 501,1 \text{ mm}^2$  minimální plocha průřezu čepu B

V (Tab. 3) je pro čep B dán normalizovaný rozměr díry horního táhla třibodového závěsu, odtud je volen nejbližší nižší průměr čepu B.

ČEP ISO 2341-B-30x110x8-St

$$D_{Bmin} < D_B \quad (45)$$

$$25,3 \text{ mm} < 30 \text{ mm}$$

Průměr čepu  $D = 30 \text{ mm}$  je v navrhované konstrukci použit pro čepy B, F, G a H. Čep B je z těchto čepů nejvíce namáhán, proto ostatní méně namáhané čepy se stejným průměrem není potřeba kontrolovat.

- Výpočet minimálního průměru  $D_{Emin}$  čepu E:

$$S_{Emin} = \frac{F_E}{\tau_{s\_max}} [mm^2] \quad (46)$$

$$S_{Emin} = \frac{70\,785,6}{145}$$

$$S_{Emin} = 488,2 \text{ mm}^2$$



$$D_{Emin} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{Emin}}{\pi}} [mm] \quad (47)$$

$$D_{Emin} = \sqrt{\frac{4 \cdot 488,2}{\pi}}$$

$$D_{Emin} = 25 \text{ mm}$$

Kde:  $S_{Emin} = 488,2 \text{ mm}^2$  minimální plocha průřezu čepu E

V navrhnutém modelu je zvolený normovaný čep E o průměru  $D_E = 40 \text{ mm}$

ČEP ISO 2341-B-40x110x8-St

$$D_{Emin} < D_E \quad (48)$$

$$25 \text{ mm} < 40 \text{ mm}$$

Čepy C a D jsou v navrhované konstrukci použity se stejným průměrem jako čep E.

- Kontrolní výpočet zatížení na čepy C, D a E:

$$F_E [N] > F_D [N] \quad (49)$$

$$70\,785,6 > \sqrt{32\,136^2 + 48\,492,7^2}$$

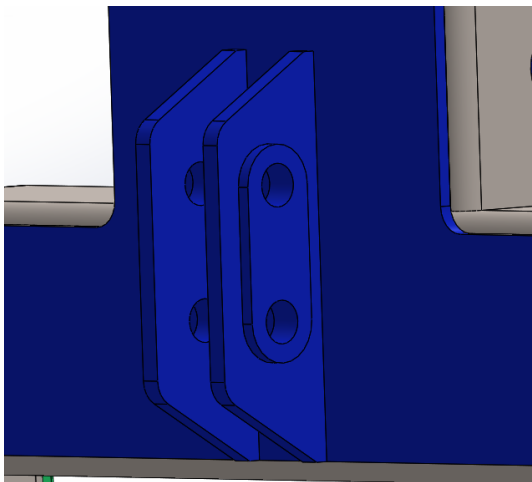
$$70\,785,6 \text{ N} > 58\,174,4 \text{ N} \gg \text{není potřeba kontrolovat čep D}$$

$F_D$  celková síla působící na čep D [N]

Čepy C, D a E mají dostatečný průměr.



## KONTROLA ČEPŮ NA OTLAČENÍ



Obr. 27 Uchycení horního táhla třibodového závěsu

- Čep horního táhla třibodového závěsu má dvě otláčované plochy o tloušťce  $t_B$ : (Obr. 27).

$$p_{oB} = \frac{F_B}{2 \cdot D_B \cdot t_B} \text{ [MPa]} \quad (50)$$

$$p_{oB} = \frac{72\,655,3}{2 \cdot 30 \cdot 25}$$

$$p_{oB} = 48,4 \text{ MPa} < p_{d\check{c}} = 63 \text{ MPa} \gg \text{vyhovuje}$$

Kde:  $t_B = 25 \text{ mm}$

tloušťka uchycení horního táhla třibodového závěsu

$$p_{oB} = 48,4 \text{ MPa}$$

tlak ve stykových plochách čepu horního táhla třibodového závěsu

- Čep E (Obr. 26) má dvě otláčované plochy o tloušťce  $t_E$ :

$$p_{oE} = \frac{F_E}{2 \cdot D_E \cdot t_E} \text{ [MPa]} \quad (51)$$

$$p_{oE} = \frac{70\,785,6}{2 \cdot 40 \cdot 25}$$

$$p_{oE} = 35,4 \text{ MPa} < p_{d\check{c}} = 63 \text{ MPa} \gg \text{vyhovuje}$$

Kde:  $t_E = 25 \text{ mm}$

tloušťka stykové plochy uchycení pro čep E

$$p_{oE} = 35,4 \text{ MPa}$$

tlak ve stykových plochách čepu E

### 3.5 KONTROLNÍ VÝPOČTY

Kontrolní výpočty budou provedeny pro maximální sílu potřebnou k vysunutí teleskopického výložníku a pro vybrané svarové spoje.

#### 3.5.1 SÍLA POTŘEBNÁ K VYSUNUTÍ TELESKOPICKÉHO VÝLOŽNÍKU

Sílu potřebnou pro vysunutí spočítáme pomocí sil působících ve stykových plochách  $F_m$  a  $F_n$  (str.35), které vynásobíme součinitelem tření  $f_s$  viz. (Tab. 8). Výsledná síla nesmí překročit kritickou sílu  $F_{kr}$  (str.22), poté by došlo k překročení vzpěrné stability pístu přímočarého hydromotoru. Složky síly od bočního vedení a síly vyvolané momentem (píst výsuvu je excentricky uchycen k teleskopickému výložníku) od přímočarého hydromotoru výsuvu pro zjednodušení zanedbáme.

Jako první vypočítáme sílu potřebnou k vysunutí teleskopického výložníku pro vodorovnou polohu a potom pro polohu maximálního zdvihu výložníku.

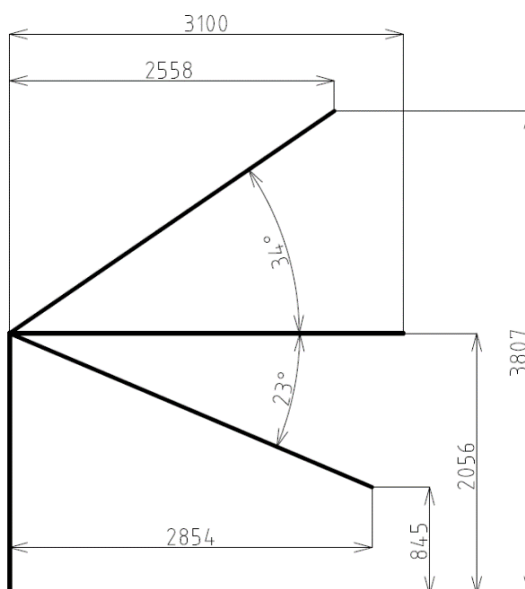
- Síla potřebná k vysunutí ramene  $F_{pv1}$  ve vodorovné poloze:

$$F_{pv1} = F_N \cdot f_s + F_M \cdot f_s [N] \quad (52)$$

$$F_{pv1} = 47\,539,3 \cdot 0,11 + 33\,979 \cdot 0,11$$

$$F_{pv1} = 8\,967\,N < F_{kr} = 57\,572,7\,N$$

*>> píst má dostatečnou vzpěrnou stabilitu*



Obr. 28; Maximální vyložení v závislosti na zdvihu; [mm]

$$\gamma_z = 34^\circ$$

úhel při maximálním zdvihu teleskopického výložníku vůči horizontální poloze (Obr. 28)



- Síla potřebná k vysunutí teleskopického výložníku v poloze maximálního zdvihu  $F_{pv2}$ :

$$\sum F_x = 0; 0 = F_{PV2} - F_{Mm} \cdot f_s - F_{Nm} \cdot f_s - G_D \cdot \cos\gamma - G_{DT} \cdot \cos\gamma \quad (53)$$

$$\sum F_y = 0; 0 = F_{Nm} - F_{Mm} - G_D \cdot \sin\gamma - G_{DT} \cdot \sin\gamma \quad (54)$$

$$\gg F_{Mm} = 13\,153,3\,N$$

$$\sum M_{OM} = 0; 0 = G_{DT} \cdot \sin\gamma \cdot L_T + G_D \cdot \sin\gamma \cdot L_V - F_{Nm} \cdot L_P \quad (55)$$

$$\gg F_{Nm} = 26\,583,7\,N$$

- Vyjádřením rovnice (53) vypočteme sílu  $F_{pv2}$

$$F_{PV2} = F_{Mm} \cdot f_s - F_{Nm} \cdot f_s - G_D \cdot \cos\gamma - G_{DT} \cdot \cos\gamma \text{ [N]} \quad (56)$$

$$F_{PV2} = 13\,153,3 \cdot 0,11 - 26\,583,7 \cdot 0,11 - 12909,96 \cdot \cos 34^\circ - 650,4 \cdot \cos 34^\circ$$

$$F_{PV2} = 15\,613,1\,N < F_{kr} = 57\,572,7\,N$$

$\gg$  píst má dostatečnou vzpěrnou stabilitu

Kde:  $F_{Mm} = 13\,153,3\,N$  styková síla na konci výsuvné části výložníku při maximálním zdvihu

$F_{Nm} = 26\,583,7\,N$  styková síla na konci pevné části výložníku při maximálním zdvihu

### 3.5.2 KONTROLA VYBRANÝCH SVAROVÝCH SPOJŮ

Posuzování svarových spojů bude provedeno podle normy ČSN 05 0120 [8] (str. 519). Svarový spoj bude realizován metodou MIG s drátem ISO 14341-A-G 42 2 3Si1 [15]

$R_{ms} = 500\,MPa$  mez pevnosti svařovacího drátu

$R_{es} = 420\,MPa$  mez kluzu svařovacího drátu



- Dovolené napětí ve svaru  $\tau_{Ds}$  : [8] (str. 519)

Je vypočítáno z nejmenší meze kluzu spojovaných součástí. Pro celou konstrukci je zvolen materiál s mezí kluzu  $R_{em} = 355$  MPa.

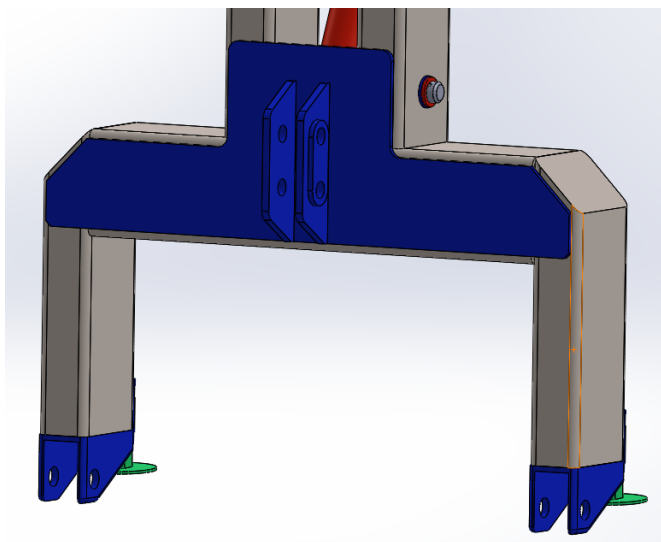
$$\tau_{Ds} = \alpha_{\tau} \cdot \frac{R_{em}}{k_s} \text{ [MPa]} \quad (57)$$

$$\tau_{Ds} = 0,75 \cdot \frac{355}{1,5}$$

$$\tau_{Ds} = 177,5 \text{ MPa}$$

Kde:  $\alpha_{\tau} = 0,75$  převodní součinitel svarového spoje

### SVAR UCHYCENÍ HORNÍHO TÁHLA



Obr. 29 Třibodový závěs kategorie 3

Uchycení horního táhla je vyrobeno ze dvou plechů, zavařených koutovým svarem k desce výztuhy viz (Obr. 29)

- Smykové napětí ve svaru uchycení horního táhla  $\tau_{ht}$  : [15] (str. 692)

$$\tau_{ht} = \frac{F_B}{0,7 \cdot z_s \cdot l_{ht}} \text{ [MPa]} \quad (58)$$

$$\tau_{ht} = \frac{72\,655,3}{0,7 \cdot 10 \cdot 4 \cdot 300}$$

$$\tau_{ht} = 8,7 \text{ MPa} < \tau_{Ds} = 177,5 \text{ MPa} \gg \text{ svar vyhovuje}$$



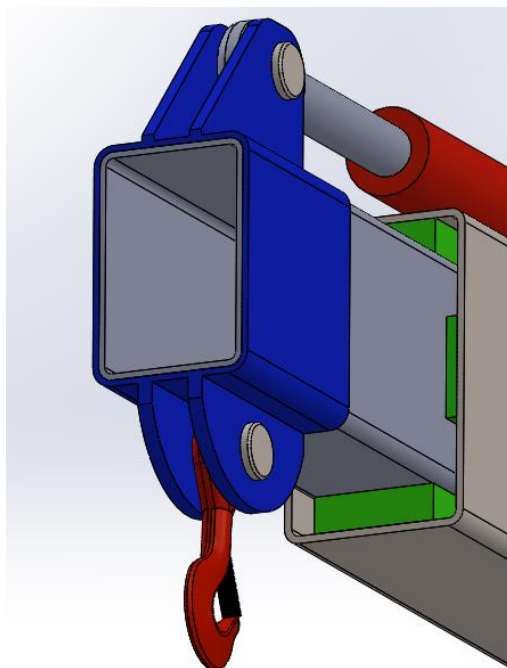
Kde:  $z_s = 10 \text{ mm}$                       výška svarového spoje

$l_{ht} = 300 \text{ mm}$                       celková délka svaru uchycení horního táhla

### SVAR UCHYCENÍ HÁKU

Uchycení háku je vyrobeno ze dvou plechů, zavařených koutovým svarem k vyztuženému konci výsuvné části teleskopického výložníku viz (Obr. 30). Pro výpočet uvažujeme maximální zatížení vypočítané v kapitole (3.4.2).

$$G_{Dmax} = 30\,962,1 \text{ N}$$



Obr. 30; Uchycení háku

- Smykové napětí ve svaru uchycení háku  $\tau_h$ : [15] (str. 692)

$$\tau_h = \frac{G_{Dmax}}{0,7 \cdot z_s \cdot l_h} [\text{MPa}] \quad (59)$$

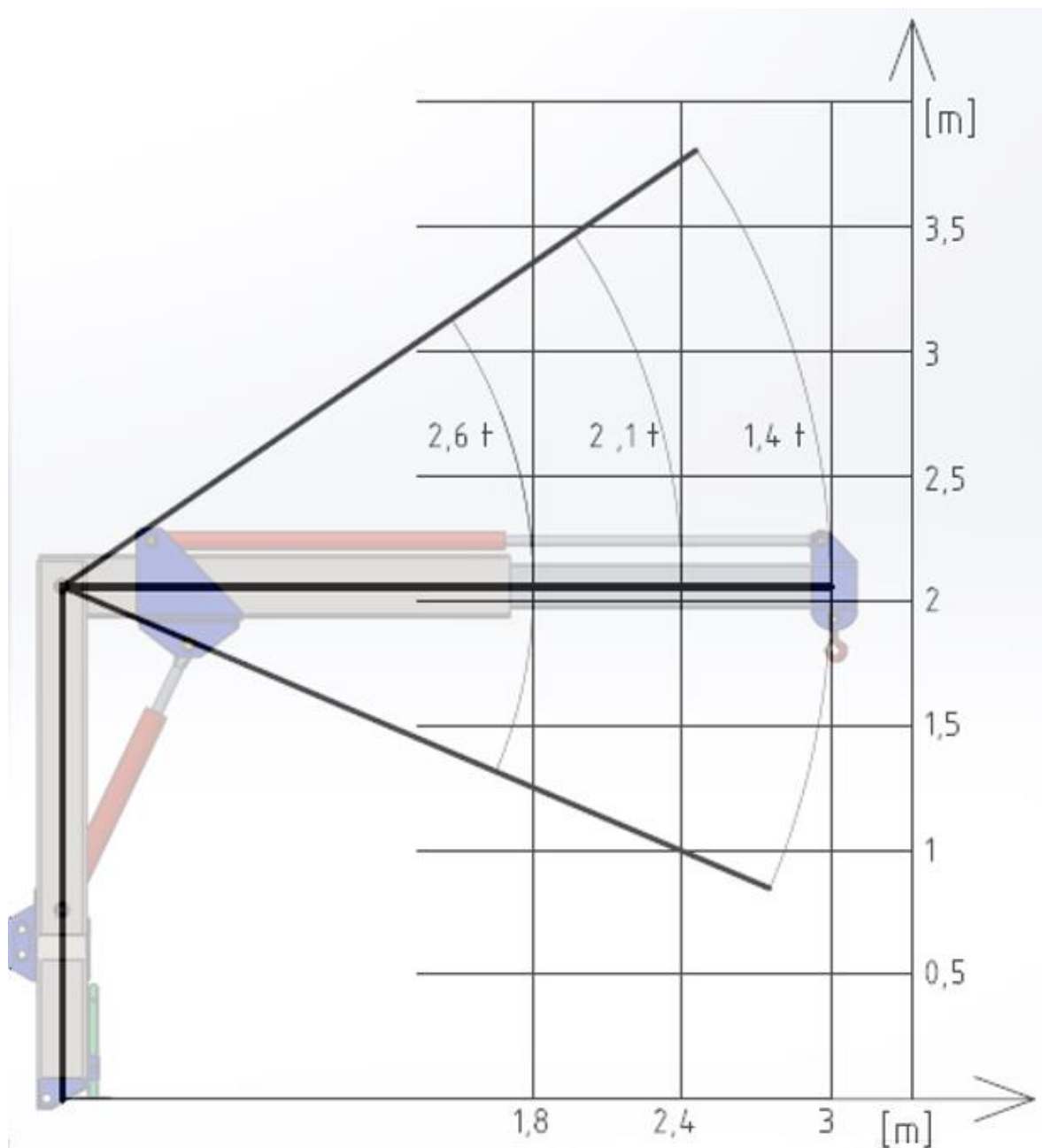
$$\tau_h = \frac{30\,962,1}{0,7 \cdot 10 \cdot 4 \cdot 180}$$

$$\tau_h = 7,7 \text{ MPa} < \tau_{Ds} = 177,5 \text{ MPa} \gg \text{svar vyhovuje}$$

Kde:  $l_h = 180 \text{ mm}$                       celková délka svaru uchycení háku

### 3.6 DIAGRAM NOSNOSTI

Na (Obr. 31) je znázorněna nosnost nakládacího jeřábu v závislosti na vysunutí teleskopického výložníku. Nosnost byla dopočítána z maximální síly přímočarého hydromotoru a zároveň byla dodržena minimální zvolená bezpečnost  $k_k = 2,5$ . Hodnoty nosnosti jsou zaokrouhleny směrem dolů vzhledem k riziku překročení bezpečnosti  $k_k$ .



Obr. 31; Diagram nosnosti navrhovaného nakládacího jeřábu za traktor





## ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce byl návrh konstrukce zvedacího zařízení za traktor, které bude použito k manipulaci s materiálem. Důležité bylo provést analytické a vybrané pevnostní výpočty konstruovaného zařízení a vypracovat k němu výkresovou dokumentaci.

Teoretická část práce se zabývá rozdělením zvedacích zařízení za traktor a jejich popisem. Druhá kapitola obsahuje přehled vyráběných nakládacích jeřábů s hákem. Následuje hlavní část práce, zabývající se samotným návrhem konstrukce nakládacího jeřábu, který je složen ze tří následujících svařenců - rámu, pevné části teleskopického výložníku a výsuvné části teleskopického výložníku. V první části návrhu nakládacího jeřábu za traktor byl zvolen agregovaný traktor Zetor Forterra 140 HSX, podle kterého byl dán rozměr tříbodového závěsu, dále průtok a tlak hydraulického oleje. Následně byly zvoleny vhodné přímočaré hydromotory pro zdvih a výsuv teleskopického výložníku. Dle normy ČSN EN ISO 12 999 byl proveden výpočet dynamického zatížení od vlastní hmotnosti a hmotnosti manipulovaného břemene.

Pro konstrukci nakládacího jeřábu byl vybrán materiál S355J2H, ze kterého jsou vyráběny běžně dostupné profily a plechy. Jejich rozměry byly vybrány na základě výpočtu napětí působícího v konstrukci.

Dále byly zvoleny další kupované komponenty. Kluzné plasty pro vedení teleskopického výložníku, u nichž se provedla kontrola stykové plochy při maximálním vyložení. Jako další kupovaný komponent byl zvolen hák s dostatečnou nosností 3200 kg, přičemž vypočítaná maximální hmotnost břemene činí  $m_{\max} = 2602$  kg, která byla vypočítána z maximální síly vyvinuté pístem zdvihu při minimálním vyložení. Posledním kupovaným komponentem jsou čepy. Ty byly zvoleny na základě výpočtu minimálního průměru čepu, vypočítaného z maximálního smykové napětí a nakonec zkontrolovány na otláčení.

U konstrukce byly provedeny kontrolní výpočty pro maximální sílu potřebnou k vysunutí teleskopického výložníku a pro vybrané svarové spoje.

V poslední části bakalářské práce byl vytvořen diagram nosnosti, který zobrazuje nosnost nakládacího jeřábu za traktor v závislosti na výsuvu a zdvihu teleskopického výložníku.

V práci se podařilo kompletně navrhnout jeřáb za traktor, který je schopen manipulovat s nákladem o hmotnosti 1447 kg při zadaném maximálním dosahu 3 m. Jedná se o přibližně dvojnásobnou nosnost oproti většině stávajících zařízení, které jsou popsány na začátku této práce. Navrhnuté zvedací zařízení by jistě našlo uplatnění v dnešní praxi, kdy se zvyšuje zájem o stále větší a výkonnější stroje.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] *Polnistroje: Hydraulická ruka za traktor* [online]. b.r. [cit. 2019-03-26]. Dostupné z: <http://www.polnistroje.cz/produkt/hydraulicka-nakladaci-ruka-5m/>
- [2] *Molčík kipper a. s.* [online]. b.r. [cit. 2019-02-13]. Dostupné z: <https://www.molcik.eu/ostatni-technika.html>
- [3] *Agro ramena AR 700. B AGRO Březová s.r.o.* [online]. b.r. [cit. 2019-03-27]. Dostupné z: <https://www.b-agro.cz/katalog/zemedelska-technika/agro-ramena-ar-700/agro-rameno-ar-700>
- [4] *Jeřáb za traktor. Zámečnictví Bačovský* [online]. b.r. [cit. 2019-03-27]. Dostupné z: <http://www.vyrobkybacovsky.cz/>
- [5] *Diapazon GSTo-1000. Agropiese TGR* [online]. b.r. [cit. 2019-03-27]. Dostupné z: <http://agro.md/en/cat/special-equipment/hydraulic-boom.html>
- [6] *Zetor. Zetor fortterra* [online]. b.r. [cit. 2019-03-28]. Dostupné z: <https://www.zetor.cz>
- [7] *ISO 730: Agricultural wheeled tractors - Rear-mounted three-point linkage - Categories 1N, 1, 2N, 2, 3N, 3, 4N and 4.* International Organization for Standardization, 2009.
- [8] SHIGLEY, Joseph, Charles MISCHKE a Richard BUDYNAS, Miloš VLK, ed. *Konstruování strojních součástí.* V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-2142629-0.
- [9] *ČSN EN ISO 12999: Jeřáby - nakládací jeřáby.* Úřad pro státní normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011.
- [10] *Ferona, a.s.: Ferona online* [online]. Praha, b.r. [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/vyhledavani/30>
- [11] *Wolko-plast* [online]. 2009 [cit. 2019-05-17]. Dostupné z: <http://www.wolkoplast.cz/files/srovnani-materialu-zedex.pdf>
- [12] *Firma Pavlínek: vázací prostředky* [online]. b.r. [cit. 2019-05-17]. Dostupné z: <https://www.pavlinek.cz/whs-el-otocny-hak-s-loziskem/>
- [13] DRASTÍK, František. *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu.* 2. dopl. vyd. Ostrava: Montanex, 1999. ISBN 80-857-8095-X.
- [14] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky pro školu a praxi.* Praha: Scientia, 2004. ISBN 80-718-3312-6.



- [15] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2005. ISBN 80-736-1011-6.
- [16] Přichází nová generace čelních nakladačů ZETOR SYSTEM. *Zetor* [online]. Brno: Zetor, 2017 [cit. 2019-03-20]. Dostupné z: <https://www.zetor.cz/prichazi-nova-generace-celnich-nakladacu-zetor-system>
- [17] Hydraulické rameno Molčík. *Gregor a syn* [online]. b.r. [cit. 2019-03-20]. Dostupné z: <https://www.gregor-asy.cz/hydraulicke-rameno-molcik-typ-hrm-1-5/>
- [18] Tajfun DOT 50K. *Agama a.s.* [online]. b.r. [cit. 2019-03-26]. Dostupné z: <https://www.agama-as.cz/dot-50-k-tajfun>
- [19] Agroferocoop. *Agrouniverzal doo* [online]. b.r. [cit. 2019-03-26]. Dostupné z: <http://www.agrouniverzal.rs/agroferocoop.html>
- [20] Hydrolider.eu s.r.o. *Hydrolider.eu s.r.o.: Hydraulický válec dvoučinný 980/80/45/630mm U40* [online]. b.r. [cit. 2019-05-14]. Dostupné z: [https://www.hydrolider.cz/cs\\_CZ/p/Hydraulicky-valec-dvoucinny-9808045630mm-U40/6485](https://www.hydrolider.cz/cs_CZ/p/Hydraulicky-valec-dvoucinny-9808045630mm-U40/6485)
- [21] *HYDRAULICS s.r.o.* [online]. Slopné, 2017 [cit. 2019-05-14]. Dostupné z: [https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobní\\_katalog\\_cz2017.pdf](https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobní_katalog_cz2017.pdf)



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\lambda$	[-]	štíhlost pístní tyče
$\lambda_{kr}$	[-]	kritická štiřlost pístní tyče
$\beta_2$	[-]	bezrozměrný koeficient dynamického součinitele
$\Phi_{2min}$	[-]	minimální hodnota dynamického součinitele hmotnosti břemene
$k_{kV}$	[-]	bezpečnost vzhledem k minimální mezi kluzu
$k_{kR}$	[-]	bezpečnost konstrukce rámu vzhledem k minimální mezi kluzu
$k_{kVV}$	[-]	bezpečnost konstrukce výsuvné části výložníku vzhledem k minimální mezi kluzu
$\Phi_{2Z}$	[-]	dynamický součinitel hmotnosti břemene pro minimální vyložení
$\alpha_\tau$	[-]	převodní součinitel svarového spoje
$\gamma_z$	[°]	úhel při maximálním zdvihu teleskopického výložníku vůči horizontální poloze
$\alpha$	[°]	úhel svírající přímočarý hydromotor a teleskopické rameno
$\beta$	[°]	úhel svírající přímočarý hydromotor a rám
$m_v$	[kg]	hmotnost výložníku
$m_R$	[kg]	hmotnost konstrukce rámu
$m_{max}$	[kg]	maximální hmotnost břemene
$m_{VT}$	[kg]	hmotnost výsuvné části výložníku
$v_z$	[m/s]	průměrná rychlost zdvihu při maximálním vyložení
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	tíhové zrychlení
$D_p$	[m]	průměr válce přímočarého hydromotoru
$L_p$	[m]	délka tahu přímočarého hydromotoru
$L_{5P}$	[m]	vzdálenost působiště síly FE od čepu rám/výložník
$L_t$	[m]	vzdálenost těžiště od čepu rám/výložník vysunutého výložníku
$L_1$	[m]	výška rámu
$L_2$	[m]	vzdálenost uchycení dolních a horních táhel třibodového závěsu
$L_3$	[m]	vzdálenost uchycení přímočarého hydromotoru od horního čepu na rámu
$L_4$	[m]	vzdálenost teleskopického výložníku mezi čepy rám/teleskopický výložník a teleskopický výložník/hák
$L_5$	[m]	vzdálenost uchycení přímočarého hydromotoru od horního čepu na rámu
$L_6$	[m]	vzdálenost uchycení přímočarého hydromotoru od osy výložníku
$L_v$	[m]	vzdálenost působiště síly $G_D$ na výsuvné části výložníku
$L_T$	[m]	vzdálenost těžiště výsuvné části výložníku



$L_P$	[m]	vzdálenost přesahu pevné a výsuvné části výložníku
$Q_c$	[m <sup>3</sup> /s]	průtok oleje
$V_p$	[m <sup>3</sup> ]	objem přímočarého hydromotoru
$D_{pz}$	[mm]	průměr pístu přímočarého hydromotoru zdvihu
$l$	[mm]	výsuv přímočarého hydromotoru
$d_p$	[mm]	průměr pístní tyče
$a$	[mm]	šířka kluzné plochy
$D_{Bmin}$	[mm]	minimální průměru čepu B
$D_{Emin}$	[mm]	minimální průměru čepu E
$t_B$	[mm]	tloušťka uchycení horního táhla tříbodového závěsu
$t_E$	[mm]	tloušťka stykové plochy uchycení pro čep E
$z_s$	[mm]	výška svarového spoje
$l_{ht}$	[mm]	celková délka svaru uchycení horního táhla
$l_h$	[mm]	celková délka svaru uchycení háku
$S_{min}$	[mm <sup>2</sup> ]	minimální kluzná plocha
$S_m$	[mm <sup>2</sup> ]	skutečná kluzná plocha na modelu a šířka kluzné plochy
$S_{Bmin}$	[mm <sup>2</sup> ]	minimální plocha průřezu čepu B
$S_{Emin}$	[mm <sup>2</sup> ]	minimální plocha průřezu čepu E
$J_{pist}$	[mm <sup>4</sup> ]	kvadratický moment průřezu pístní
$p_t$	[MPa]	pracovní tlak čerpadla zvoleného traktoru
$E$	[MPa]	Youngův modul pružnosti
$R_{eP}$	[MPa]	mez kluzu materiálu pístní tyče
$R_{em}$	[MPa]	minimální mez kluzu materiálu
$R_m$	[MPa]	pevnost v tahu
$\sigma_{OE}$	[MPa]	napětí od momentu $M_{OE}$ v bodě E
$\sigma_{NE}$	[MPa]	napětí od síly $F_{DX}$ v místě bodu D až E
$\sigma_{CV}$	[MPa]	celkové napětí působící ve výložníku
$\sigma_{OB}$	[MPa]	napětí od momentu $M_{OB}$ v bodě B
$\sigma_{NC}$	[MPa]	napětí od síly $F_{DY}$ a $G_{R1}$ v místě bodu C
$\sigma_{CR}$	[MPa]	celkové napětí působící ve výložníku
$\sigma_{ON}$	[MPa]	napětí od momentu $M_{ON}$ v bodě N
$R_{eč}$	[MPa]	mez kluzu materiálu čepu
$R_{mč}$	[MPa]	mez pevnosti materiálu čepu



$p_{dč}$	[MPa]	dovolený tlak na otlacení materiálu čepu
$\tau_{s\_max}$	[MPa]	maximální dovolené napětí na střih
$p_{oB}$	[MPa]	tlak ve stykových plochách čepu horního táhla tříbodového závěsu
$p_{oE}$	[MPa]	tlak ve stykových plochách čepu E
$\tau_{Ds}$	[MPa]	dovolené napětí ve svaru
$\tau_{ht}$	[MPa]	smykové napětí ve svaru uchycení horního táhla
$\tau_h$	[MPa]	smykové napětí ve svaru uchycení háku
$M_{OE}$	[N.m]	maximální ohybový moment v bodě E
$M_{OB}$	[N.m]	maximální ohybový moment v bodě B
$F_{pz}$	[N]	tlačná síla přímočarého hydromotoru zdvihu
$F_{kr}$	[N]	kritická síla ve vzpěru
$G_D$	[N]	dynamická síla od břemene
$G_{DV}$	[N]	dynamická síla od vlastní hmotnosti teleskopického výložníku
$F_E$	[N]	síla v uchycení přímočarý hydromotor / teleskopický výložník
$F_{DX}$	[N]	složka síly X v místě čepu rám / teleskopický výložník
$F_{DY}$	[N]	složka síly Y v místě čepu rám / teleskopický výložník
$F_B$	[N]	síla v místě uchycení horního táhla tříbodového závěsu
$F_{AX}$	[N]	složka síly X v místě uchycení dolního táhla tříbodového závěsu
$F_{AY}$	[N]	složka síly Y v místě uchycení dolního táhla tříbodového závěsu
$G_{Dmax}$	[N]	maximální síla zdvihu v háku při minimálním vyložení
$F_D$	[N]	celková síla působící na čep D
$F_{pv1}$	[N]	síla potřebná k vysunutí ramene
$F$	[N]	síla od břemene
$F_{pv2}$	[N]	síla potřebná k vysunutí ramene při maximálním zdvihu
$G_{DT}$	[N]	dynamická síla od vlastní hmotnosti výsuvné části výložníku
$F_M$	[N]	styková síla na konci výsuvné části výložníku
$F_N$	[N]	styková síla na konci pevné části výložníku
$F_{Mm}$	[N]	styková síla na konci výsuvné části výložníku při maximálním zdvihu
$F_{Nm}$	[N]	styková síla na konci pevné části výložníku při maximálním zdvihu
$n$	[s <sup>-1</sup> ]	otáčky imaginární výložníku



## SEZNAM PŘÍLOH

S-1-3-2019

S-2-3-2019-K

S-3-3-2019-K

SV-1-2019

DV-1-2-2019

DV-2-2-2019